DER CIVILINGENIEUR: ZEITSCHRIFT FÜR DAS INGENIEURWESEN

Der

Civilingenieur.

Zeitschrift für das Ingenieurwesen.

Herausgegeben

von

K. R. Bornemann,

[illegible]

[illegible]

Inhalt.

Leipzig,

Verlag von Arthur Felix.

Benachrichtigung.

Der „Civilingenieur" macht das Neueste und Vorzüglichste im Gebiete des **Maschinen-, Eisenbahn-** und **Vermessungswesens**, des **Straßen-, Brücken-** und **Wasserbaues**, der **Holz-, Eisen-** und **Steinconstructionen**, sowie auch des **geometrischen** und **Maschinen-Zeichnens** theils in Originalen, theils in guten Uebersetzungen und Auszügen aus ausländischen Werken und Zeitschriften zum Gegenstande seiner Mittheilungen.

In einem besonders beigelegten **Literatur- und Notizblatte** werden Besprechungen neuer Erscheinungen in der Ingenieur-Literatur, **zu welchem Zwecke die Herren Autoren oder Verleger um Einsendung eines Freiexemplars gebeten werden**, sowie kleinere Notizen und Referate über die, in andern deutschen Journalen enthaltenen, werthvollen Aufsätze gegeben.

Um den praktischen Bedürfnissen des Constructeurs zu entsprechen, wird auf Correctheit der Zeichnungen und möglichstes Detail derselben besondere Sorgfalt verwandt.

Originalaufsätze mit dazu gehörigen Zeichnungen (Normalhöhe der Bildfläche: 21 Centim., Breite 36,5 Centim. — Doppeltafeln: Höhe 52 Centim., Breite 36,5 Centim.) werden, nach besonderer Uebereinkunft mit der Redaction, sofort nach dem Erscheinen von der Verlagshandlung honorirt, auch wird von dem betreffenden Hefte ein Freiexemplar abgegeben. Das Arrangement größerer Tafeln wird bereitwilligst von der Redaction besorgt.

Gefällige Zusendungen werden portofrei erbeten und sind an die Redaction des Civilingenieur — Kunstmeister K. R. Bornemann in Freiberg in Sachsen — zu richten.

Alljährlich erscheint **ein Band** von 8 Heften mit 32 Bogen Text, ca. 32 Tafeln, eingedruckten Holzschnitten und einem Literatur- und Notizblatte als Beilage. Der Preis eines Bandes beträgt $7\frac{1}{3}$ Thlr.; einzelne Hefte werden nicht abgegeben. Inserate auf den Umschlägen, à gesp. Zeile Petit oder deren Raum $2\frac{1}{2}$ Ngr., werden durch die Verlagshandlung besorgt und berechnet.

Freiberg.

Die Redaction des Civilingenieur.

K. R. Bornemann,
Kunstmeister.

Der Civilingenieur.

Neue Folge. Achtzehnter Band.

Der

Civilingenieur.

Zeitschrift für das Ingenieurwesen.

Herausgegeben

von

K. R. Bornemann,

Oberkunstmeister und Stollnfactor zu Freiberg, Ritter des K. Sächs. Albrechtsordens.

Neue Folge. Achtzehnter Band.

Mit vielen in den Text eingedruckten Holzschnitten und 28 Tafeln Abbildungen.

Leipzig,

Verlag von Arthur Felix.

1872.

Inhaltsverzeichniß des achtzehnten Bandes.

I. Sachregister.

[Die Zahlen zeigen die Seitenzahlen an; — (m. A.) bedeutet mit Abbildungen auf den lithographirten Tafeln; — (m. H.) mit eingedruckten Holzschnitten.]

II. Namenregister.

III. Register über die Abbildungen.

Berichtigung.

S. 29. Z. 17 v. u. lies 10 statt 30.

Der Buß'sche Regulator

patentirt

in Preußen und den andern deutschen Staaten, in England, Frankreich, Belgien, Oesterreich, Rußland, Nord-Amerika 2c.

Von

Bernhard Stauffer, Ingenieur in Magdeburg.

(Hierzu Doppeltafel 2—3.)

Der in beistehendem Holzschnitt abgebildete Buß'sche Centrifugal-Regulator hat sich zur Erlangung einer fast vollkommenen Gleichförmigkeit des Ganges einer Umtriebsmaschine ausgezeichnet bewährt. Zahlreiche, zum Theil schon seit einem Jahre in Thätigkeit befindliche Apparate beweisen, daß der Buß'sche Patent-Regulator seinen Zweck in solchem Maaße und mit solcher Präcision erfüllt, daß es während des größten Wechsels an Arbeitsbedarf, ja selbst bei dem Herabfallen eines Hauptriemens kaum gelingt, ganz kleine Geschwindigkeitsänderungen wahrzunehmen.

Die Herren Schäffer und Budenberg in Buckau bei Magdeburg bauen diesen Apparat in 5 verschiedenen Größen, und haben bereits eine große Anzahl derselben verkauft; überall wurde an der betreffenden Maschine eine vorzügliche Regulirung gewonnen.

Die Wirkungsweise des beim Buß'schen Regulator verwendeten Pendels ist von derjenigen der bisher gebräuchlichen Pendel sehr verschiedene. Um diesen Unterschied zu begründen, folgt hier zum ersten Male eine Veröffentlichung des Gesetzes des allgemeinen Rotationspendels, auf welches sich das bei dem neuen Regulator verwendete Pendel gründet. Da die an allen einzelnen Massentheilchen wirkenden Kräfte speciell berücksichtigt werden müssen, so erfordert die complicirte Gestalt des Buß'schen Pendels eine sehr weitschweifige und verwickelte Berechnung.

Diese Abhandlung bringt vorerst eine kurze Beschreibung

der Bestandtheile des Buß'schen Regulators, nebst der kinematischen Erklärung des Apparates. Dann folgen die Definition des allgemeinen Rotationspendels und vergleichende Bemerkungen über die verschiedenen Arten des konischen Pendels. Hierauf werden die übereinstimmenden Merkmale der konischen Pendel, die charakteristischen Unterschiede des Buß'schen Pendels und die Vorzüge des neuen Regulators angeführt. Um die Wirkungsweise verschiedener Rotationspendel recht übersichtlich darzulegen, sind deren Gesetze in 4 Diagrammen graphisch aufgetragen. — Einen besonderen Abschnitt bildet die theoretische Begründung des allgemeinen Rotationspendels und die zu den Diagrammen gehörigen Tabellen. Eine kurze Beschreibung des Buß'schen Kataraktes und eine Erläuterung der Doppeltafel 2—3 bilden den Schluß.

Beschreibung des Apparates.

Der Regulator besteht aus folgenden Theilen:

1) einer vertikalen Welle,
2) einem gußeisernen Pendelträger,
3) zwei eigenthümlich geformten Pendeln mit 4 Stahlzapfen (den Pendelaxen) und
4) aus einem Muff mit 2 eisernen Kloben und 2 Stahlstiften.

Die vertikale Welle.

Die Rotationswelle wird in üblicher Weise gelagert und kann von oben oder von unten, mit Rädern oder mit Riemen, angetrieben werden.

Der Pendelträger.

Derselbe ist mit der Welle fest verbunden und trägt an vier kreuzweise nach unten gebogenen

Figur 1

Armen ff ff' die Pendelaxen EE.

Die Pendel.

Jedes Pendel besteht im Wesentlichen aus folgenden Theilen:

einem kugelförmigen Gewichte A,
einem faßförmigen Gewichte B,
zwei Gehäusen C und C, und
den durch praktische Rücksichten bedingten Verbindungen aa bb zwischen den Gehäusen, dem Faß und der Kugel.

Die beiden Pendel sind derart durch einander geschlungen, daß je das Faß B des einen Pendels zwischen die Gehäuse C und C des andern Pendels zu liegen kommt. Die Aus-

Figur 2.

schnitte in dem großen Gewichte B sind nothwendig, um den Verbindungstheilen aa... des gegenüberliegenden Pendels ihre beziehungsweisen Bewegungen zu gestatten. In die Höhlung d eines jeden Gehäuses C dringt einer der Arme f des Pendelträgers. Durch jedes Gehäuse C und durch den darin befindlichen Arm f des Pendelträgers ist ein dünner Stahlzapfen E eingeschraubt. Die zwei durch ein und dasselbe Pendel dringenden Stahlzapfen E und E bilden zusammen die eine Pendelaxe. Durch diese in jeder Beziehung sehr vor-

theilhafte und solide Lagerung ist die durch das Ausschlagen der Pendel erzeugte Reibung auf ein Minimum reducirt.

Uebertragung auf den Muff.

Da der hohle Muff in gewohnter Weise in der Nuthe u u einen Backen aufnimmt, um die Verbindung mit dem Gestänge der Drosselklappe herzustellen, so haben wir nur noch die Vorrichtung zu beschreiben, welche dazu bestimmt ist, die Bewegung der Pendel auf den Muff zu übertragen.

Der Muff kann auf der Welle gleiten, und es ist auch auf letzterer kein Keil angebracht, der den Muff an der relativen Verdrehung zu der Welle verhindern würde, da seine Lage während des ganzen Hubes durch den Bewegungsmechanismus vollständig bedingt ist.

Figur 3.

In die horizontale Platte g g des Muffs ist nahe am Rande ein vertikales Loch h eingebohrt. Ein Kloben K, Schraube mit länglichem durchbohrtem Kopf, ist in das genannte Loch h derart eingeschraubt, daß er sich in dem Gewinde leicht drehen kann. Der Kopf des Klobens K liegt zwischen zwei Rippen i und i am horizontalen krummen Arme b b . . des einen Pendels. Ein Stahlstift S, der durch die beiden Rippen i und i, sowie auch durch die Bohrung p des Klobens dringt, vollendet die Verbindung zwischen dem einen Pendel und dem Muff. Die zwei Rippen i und i an dem horizontalen Arme b b liegen so weit auseinander, daß dem Kloben noch eine kleine axiale Verschiebung relativ zu dem Stahlstift S möglich ist. — Genau in gleicher Weise ist das zweite Pendel durch einen Stift S und einen Kloben K mit dem Muff verbunden, so nämlich, daß die beiden Kloben in gleichen Abständen von der Welle W einander genau diagonal gegenüber stehen.

Kinematische Erklärung des Apparates.

Kinematisch, also abgesehen von dem Einfluß der Centrifugalkraft und der Schwere, funktionirt der Apparat folgendermaaßen:

Befindet sich der Muff in der untersten Stellung, so liegen die beiden Kugeln A und A sehr nahe an der Welle W, und die beiden faßförmigen Gewichte B nehmen ihre unterste Stellung ein. Bewegt man nun die Kugeln A der beiden Pendel nach außen, so wird der Muff durch die zwei Stifte S und durch die zwei Kloben K gehoben. Die Stifte und die Köpfe der Kloben sind gezwungen, ihre parallele Lage zu den Pendelaxen E E beizubehalten. Die Kloben bestimmen auch die Muffstellung während des ganzen Hubes solchergestalt, daß der Muff während seiner axialen Bewegung auch eine schwache Drehung beschreibt. Weil die Köpfe der Kloben immer parallel bleiben, und weil der Muff eine geringe Drehung vollzieht, so müssen sich auch die Kloben um einen gewissen Winkel in dem Muffe verdrehen und eine kurze axiale Verschiebung relativ zu den Stahlstiften S beschreiben. —

Der ganze Bewegungsmechanismus, welcher die Uebertragung zwischen den Pendeln und dem Muff vollzieht, besteht also blos aus den zwei Kloben und den zwei Stiften und verrichtet trotzdem in sehr vollkommener Weise seine Funktionen.

Das Gesetz des allgemeinen Rotationspendels.

Wenn sich auch der Apparat hinsichtlich seiner Anordnung und hinsichtlich der praktischen Construktion von allen bisherigen Regulatoren in sehr vielen Punkten unterscheidet, so ist doch dasjenige, was ihn als wesentlich neu charakterisirt:

Figur 4. Figur 5. Figur 6. Figur 7.

Centrales Offenes Gekreuztes

Conisches Pendel.

Buß'sches Pendel.

„in der eigenthümlichen Wirkungsweise und in der „dadurch bedingten Gestalt der Pendel" zu suchen!

Das Gesetz, welches den Zusammenhang zwischen Winkelgeschwindigkeit und Ausschlagwinkel des Buß'schen Pendels ausdrückt, ist *ein durchaus anderes*, als bei allen bisherigen Rotationspendeln, und dieses Gesetz bedingt auch eine sehr eigenthümliche, wesentlich neue Gestalt und Aufhängungsweise des Pendels, wie aus den vorstehenden 4 Figuren zu ersehen ist.

Definition des allgemeinen Rotationspendels.

Jeder feste Körper, der um eine horizontale Axe drehbar ist und gemeinschaftlich mit derselben um eine zweite vertikale Axe rotirt, heiße für die Folge: *ein allgemeines Rotatiospendel.*

Ist ABCD in Figur 8 ein fester Körper von beliebiger Gestalt, der um die horizontale Axe c c drehbar ist,

Figur 8.

und rotirt der Körper ABCD gemeinschaftlich mit der Axe c c um die vertikale Axe YY, so ist der Körper ABCD *ein allgemeines Rotationspendel.*

Stabiles und labiles Gleichgewicht.

Bei einer Ablenkung aus der Gleichgewichtslage ist ein Rotationspendel entweder bestrebt, die letztere wieder einzunehmen, oder es sucht sich von derselben noch mehr zu entfernen. Im ersten Falle befand sich das Pendel in *stabilem*, im zweiten Falle in *labilem Gleichgewicht.*

Astasie.

Hätte ein Pendel nach der Auslenkung gar kein Bestreben, seinen Ort neuerdings zu verändern, stände es also bei einer bestimmten Winkelgeschwindigkeit in jeder Lage im Gleichgewichte, dann könnte dasselbe für jede andere, auch noch so wenig verschiedene Geschwindigkeit in keinem Punkte im Gleichgewicht stehen, sondern müßte eine der beiden Endstellungen einnehmen und dann wäre es *astatisch.*

Unter all' den unendlich vielen möglichen Rotationspendeln existirt aber nicht ein einziges, das innerhalb eines endlichen meßbaren Winkels überall astatisch wäre, sondern sie sind alle stabil oder labil und bieten nur hie und da, meist als Uebergang vom stabilen zum labilen Gleichgewicht, unendlich kleine astatische Zwischenwinkel dar. (Mechanismen, wie derjenige am parabolischen Regulator und dergl. mehr, gehören nicht unter den oben definirten Begriff der Rotationspendel.)

Die Diagramme.

Um einen möglichst allgemeinen Ueberblick über die ganze Wirkungsweise der verschiedenen Rotationspendel zu verschaffen, und um die einzelnen Unterschiede anschaulich zu machen, ist der Zusammenhang zwischen Winkelgeschwindigkeit und Ausschlagwinkel der verschiedenen Rotationspendel in vier Diagrammen graphisch aufgetragen.

Den Coordinatenanfang bildet jeweilen die Gleichgewichtslage der Ruhe, und es sind die Winkel als Abscissen, die Umdrehungszahlen als Ordinaten aufgetragen. Die untere Hälfte sämmtlicher Diagramme, welche je einer umgekehrten Rotation des bezüglichen Pendels entspricht, muß immer genau symmetrisch sein der obern Hälfte, und bleibt deßhalb in der Folge unberücksichtigt. Bei der gewählten Anordnung der Diagramme muß sich das Gebiet des stabilen Gleichgewichts als ein von der Mitte aufsteigendes, das Gebiet des labilen Gleichgewichts als ein von der Mitte aus herabsinkendes Curvenstück darstellen, während die vollkommene Astasie eine horizontale Gerade erzeugen müßte.

Diagramm, Figuren 9 und 15, zeigen die Wirkung des conischen Pendels mit centraler Aufhängung, während der Abstand des Aufhängepunktes von der Axe im Diagramm der Figuren 10 und 16 gleich 0,01, im Diagramm der Figuren 11 und 17 gleich 0,25 der Pendellänge beträgt.

Das Diagramm der Figuren 12 und 18 zeigt die Wirkung des Buß'schen Pendels!

Centrales conisches Pendel. (Figur 4.)

Das conische Pendel mit centraler Aufhängung befindet sich stets in *stabilem* Gleichgewicht, gleichgiltig, ob es nach der einen oder nach der anderen Seite hin ausschlage (siehe Diagramm Fig. 9 und 15). Einzig in der vertikalen Stellung, wo der Schwerpunkt lothrecht unterhalb der Aufhängeaxe liegt, besteht innerhalb eines unendlich kleinen Winkels (m) Astasie.

Figur 9.

Conisches Pendel.

Figur 10.

Conisches Pendel.

Figur 11.

Conisches Pendel.

Figur 12.

Buss'sches Pendel.

Offenes conisches Pendel. (Figur 5.)

Das offene conische Pendel ist von der vertikalen Stellung an bis zu der äußersten horizontalen Lage, die nur durch eine unendlich große Winkelgeschwindigkeit herbeigeführt werden kann, überall stabil. (Vergleiche bei den Diagrammen Fig. 10 und 11, und Fig. 15 und 16 je den Ast links.)

Gekreuztes Pendel. (Figur 6.)

In dem gekreuzten Pendel (pseudoparabolisch) können sich Schwere und Centrifugalkraft von der vertikalen Stellung an bis zu einem bestimmten Ausschlagwinkel an keiner Stelle das Gleichgewicht halten; von da an existirt innerhalb eines gewissen Winkels labiles, und dann bis zur horizontalen Lage überall stabiles Gleichgewicht. In dem unendlich kleinen Uebergangswinkel (m) zwischen stabilem und labilem Gleichgewichtszustande ist das Pendel astatisch. (In den Diagrammen Fig. 10 u. 11 und Fig. 16 u. 17 je der Ast rechts.)

Porter'scher Regulator.

Das belastete Pendel des Porter'schen Regulators (central, offen oder gekreuzt) unterscheidet sich von den analogen Modificationen des conischen Pendels hinsichtlich der Wirkungsweise jeweilen nur durch eine größere Winkelgeschwindigkeit, so daß alles über das conische Pendel Gesagte ebenso gut auch für das belastete Porter'sche gilt.

Noch andere bisher versuchte kleine Abweichungen von dem conischen Pendel sind in Bezug auf ihre Wirkung ebenfalls nicht wesentlich, sondern nur nach dem Grade der Empfindlichkeit von dem conischen Pendel verschieden!

Uebereinstimmende Merkmale der bisherigen Rotationspendel.

Alle bisher existirenden Rotationspendel charakterisiren sich nach dem Gesagten wesentlich durch folgende übereinstimmende Merkmale (siehe Diagramme Fig. 9, 10, 11 und 15, 16, 17):

1) Derjenige Gesammtwinkel, innerhalb welchen sich Centrifugalkraft und Schwere überall das Gleichgewicht halten können, ist höchstens gleich 90°.
2) Dieser Gesammtwinkel endigt stets mit derjenigen Pendelstellung, für welche der Schwerpunkt des Pendels horizontal außerhalb der Aufhängeaxe liegt.
3) Der größte Ausschlagwinkel kann immer nur durch eine unendlich große Winkelgeschwindigkeit herbeigeführt werden.
4) Innerhalb des genannten Gesammtwinkels kann höchstens ein astatischer Uebergangswinkel (m) liegen. Für alle Ausschlagwinkel, die zwischen einem solchen astatischen Uebergang und zwischen 90° liegen, kann nur stabiles Gleichgewicht stattfinden.
5) Derjenige stabile Winkel, welcher zur Regulirung benutzt wird, muß stets im ersten Quadranten liegen, indem er immer nur einen Theil des Gesammtwinkels bildet.

Charakteristische Merkmale des Buß'schen Pendels.

Das neue Rotationspendel ist nun von den bisherigen sehr verschieden. Die Hauptmerkmale, auf welche sich die genannte Verschiedenheit gründet, sind folgende (siehe Diagramm Fig. 12 und 18):

1) Der Gesammtwinkel, zwischen welchem überall Gleichgewicht stattfinden kann, ist immer beträchtlich größer als 90°.
2) Die Endstellung des Pendels, die diesen Winkel begrenzt, ist nicht die horizontale, sondern die umgekehrt vertikale Lage, in welcher der Schwerpunkt vertikal oberhalb der Aufhängeaxe liegt (Fig. 18).
3) Die Winkelgeschwindigkeit dieser Endstellung ist nicht unendlich groß, sondern vielmehr gleich Null.
4) Innerhalb des Gesammtwinkels liegen immer zwei astatische Uebergangswinkel (m und n), da das Pendel erst labil, dann stabil und nachher neuerdings labil ist.
5) Der durch die zwei astatischen Uebergänge eingeschlossene stabile Winkel (δ) liegt im zweiten Quadranten, also oberhalb der Horizontalen, die durch die Aufhängeaxe geht.

Vorzüge des Buß'schen Regulators.

Die mitgetheilten eigenthümlichen Eigenschaften des neuen Apparates verleihen demselben, allen bestehenden Centrifugal-Regulatoren gegenüber, die folgenden Vorzüge:

1) **Der Apparat übertrifft alle übrigen in hohem Grade an Empfindlichkeit.** Im Gegensatz zu den bisherigen Regulatoren ist ferner die Empfindlichkeit von der untersten Muffstellung an bis nach der obersten hin unveränderlich. Ueberdieß kann durch Vergrößerung oder durch Verkleinerung der Pendelgewichte die Empfindlichkeit verändert und den Bedürfnissen der Umtriebsmaschine angepaßt werden; diesen letztern Vortheil bietet kein anderer Regulator dar.

2) **Der neue Regulator erzeugt bei gegebener Geschwindigkeitsänderung und bei gegebenem Pendelgewichte eine außerordentlich große, bisher unerreichte Kraft (Energie) zur Ueberwindung der passiven Widerstände an der Drosselklappe oder dem Expansionsschieber.**

3) **Die nachtheiligen Einflüsse des Beharrungsvermögens sind auf ein Minimum reducirt.**

Einzig von der Empfindlichkeit, von der Energie und von dem Grade der Herabminderung des schädlichen Beharrungsvermögens hängt der Grad der Regulirung ab! — Da sich der neue Regulator nach allen drei Richtungen hin vortheilhaft auszeichnet, so regulirt er bedeutend genauer und vollkommener, als alle seine Vorgänger.

Theoretische Begründung.

In Figur 13 sei ABCD ein allgemeines Rotationspendel, das um die horizontale Axe c drehbar ist, und um

Figur 13.

die vertikale Axe YY mit der Winkelgeschwindigkeit ω_0 rotirt.

M_g sei das Moment, welches die Schwere des Körpers in Hinsicht auf Drehung um die Axe c ausübt;

M_c dagegen sei das Moment, mit welchem die Centrifugalkraft den Körper um die nämliche Axe c zu drehen strebt;

dann muß, damit Gleichgewicht stattfinde:

$$M_c + M_g = 0 \text{ sein.}$$

Es seien (Fig. 13):

$\xi_1\ \xi_2\ \xi_3 \ldots\ldots$ u. s. f.

$\eta_1\ \eta_2\ \eta_3 \ldots\ldots$ u. s. f. die Coordinaten der Massentheilchen, bezogen auf die Horizontale cx und auf die Vertikale cy.

Die Gewichte dieser Massentheilchen heißen:

$q_1\ q_2\ q_3 \ldots\ldots$ u. s. f.

Die an den Massentheilchen wirkenden Centrifugalkräfte seien:

$p_1\ p_2\ p_3 \ldots\ldots$ u. s. f.

dann ist:

$$M_c = \Sigma\,(p\eta), \text{ ferner:}$$

$$p_1 = \frac{\omega_0^2}{g}\, q_1(\xi_1 + r)$$

$$p_2 = \frac{\omega_0^2}{g}\, q_2(\xi_2 + r)$$

$$p_3 = \frac{\omega_0^2}{g}\, q_3(\xi_3 + r)$$

$$p_4 = \frac{\omega_0^2}{g}\, q_4(\xi_4 + r) \ldots\ldots \text{ u. s. f.}$$

$$M_c = \Sigma\left[\frac{\omega_0^2}{g}\, q(\xi + r)\eta\right]$$

$$= \frac{\omega_0^2}{g}\, \Sigma\left[q(\xi + r)\eta\right],$$

oder:

$$\frac{\omega_0^2}{g}\, \Sigma\left[q(\xi + r)\eta\right] + M_g = 0 \quad . \quad . \quad 1)$$

Wenn für eine bestimmte Pendelstellung alle die Werthe:

$\xi_1\ \xi_2\ \xi_3 \ldots\ldots$

$\eta_1\ \eta_2\ \eta_3 \ldots\ldots$

$q_1\ q_2\ q_3 \ldots\ldots$ gegeben sind, so läßt sich nach Gleichung 1) diejenige Winkelgeschwindigkeit bestimmen, welche Gleichgewicht herbeiführt.

Veränderte Pendellage.

Aendert sich die Winkelgeschwindigkeit so, daß sie von ω_0 in ω übergeht, so muß das Pendel, damit wieder Gleich-

Figur 14.

gewicht stattfinde, seine Lage um einen bestimmten Winkel φ ändern.

Bezeichnen nun (Figur 14):

$x_1\ x_2\ x_3 \ldots\ldots$ u. s. f.

$y_1\ y_2\ y_3 \ldots\ldots$ u. s. f. die Coordinaten

der Massentheilchen $q_1\ q_2\ q_3 \ldots\ldots$ u. s. f. für die so veränderte Pendellage, so muß, damit wieder Gleichgewicht stattfinde, auch:

$$\frac{\omega^2}{g}\, \Sigma\left[q(x+r)y\right] + M_x = 0 \text{ sein} \quad . \quad . \quad 2)$$

Aus Figur 14 ergiebt sich unmittelbar:

$$x_1 = \xi_1 \cos\varphi - \eta_1 \sin\varphi$$
$$x_2 = \xi_2 \cos\varphi - \eta_2 \sin\varphi$$
$$x_3 = \xi_3 \cos\varphi - \eta_3 \sin\varphi$$
$$\ldots\ldots\ldots\ldots \quad \text{und}$$
$$y_1 = \xi_1 \sin\varphi + \eta_1 \cos\varphi$$
$$y_2 = \xi_2 \sin\varphi + \eta_2 \cos\varphi$$
$$y_3 = \xi_3 \sin\varphi + \eta_3 \cos\varphi$$
$$\ldots\ldots\ldots\ldots$$

Werden diese Werthe für

$x_1\ x_2\ x_3 \ldots\ldots$ u. s. f. und für

$y_1\ y_2\ y_3 \ldots\ldots$ u. s. f.

in die Gleichung 2) eingesetzt, so folgt nach einigen Reduktionen:

$$\frac{\omega^2}{g}\left[(J_\xi - J_\eta)\frac{\sin 2\varphi}{2} + C\cos 2\varphi + r M_\xi \sin\varphi + r M_\eta \cos\varphi\right] + M_\xi \cos\varphi - M_\eta \sin\varphi = 0 \quad . \quad . \quad 3)$$

worin:

J_ξ das Trägheitsmoment des Körpers in Hinsicht auf die Axe $\eta\eta$, und

J_η das Trägheitsmoment des Körpers in Hinsicht auf die Axe $\xi\xi$, ferner

C den Ausdruck $\Sigma(q\,\xi\,\eta)$, sowie:

M_ξ das statische Moment des Körpers in Hinsicht auf die Axe $\eta\eta$,

M_η das statische Moment des Körpers in Hinsicht auf die Axe $\xi\xi$ bezeichnet.

Die Gleichung 3) drückt für jedes allgemeine Rotationspendel den Zusammenhang zwischen der Winkelgeschwindigkeit ω und dem Ausschlagwinkel φ aus, bezogen auf irgend eine ursprüngliche Pendellage; diese letztere kann ganz beliebig gewählt werden.

Um der Gleichung 3) die einfachste Form zu ertheilen, wählen wir die ursprüngliche Pendellage so, daß sie einer Winkelgeschwindigkeit Null entspricht, daß also nach Gleichung 1):

$$M_\xi = 0 \text{ wird,}$$

dann verwandelt sich die Gleichung 3) in die einfachere:

$$\frac{\omega^2}{g}\left[(J_\xi - J_\eta)\frac{\sin 2\varphi}{2} + C\cos 2\varphi + r M_\eta \cos\varphi\right] - M_\eta \sin\varphi = 0 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 4)$$

oder:

$$\omega = \sqrt{\frac{g M_\eta \sin\varphi}{\frac{J_\xi - J_\eta}{2}\sin 2\varphi + C\cos 2\varphi + r M_\eta \cos\varphi}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 5)$$

und, wenn u die Umdrehungszahl pro Minute bedeutet, ist:

$$u = \frac{30}{\pi}\sqrt{g}\sqrt{\frac{M_\eta \sin\varphi}{\frac{J_\xi - J_\eta}{2}\sin 2\varphi + C\cos 2\varphi + r M_\eta \cos\varphi}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 6)$$

oder auch:

$$u = \frac{30}{\pi}\sqrt{g}\sqrt{\frac{M_\eta}{[J_\xi - J_\eta + C(\text{cotang}\,\varphi - \text{tang}\,\varphi)]\cos\varphi + r M_\eta\,\text{cotang}\,\varphi}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad 7)$$

Das conische Pendel.

Für das conische Pendel ist:

$$M_\eta = -Q\,l$$
$$J_\eta = Q\,l^2$$
$$J_\xi = 0$$
$$C = 0,$$

wenn Q das Pendelgewicht, und l die Pendellänge bezeichnet.

Nach Gleichung 7) ist daher:

$$u = \frac{30}{\pi}\sqrt{g}\sqrt{\frac{-Q\,l}{-Q\,l^2\cos\varphi - r\,Q\,l\,\mathrm{cotang}\,\varphi}}$$

$$= \frac{30}{\pi}\sqrt{g}\sqrt{\frac{1}{l\cos\varphi + r\,\mathrm{cotang}\,\varphi}};$$ oder auch

$$\left(\omega = \sqrt{\frac{g}{l\cos\varphi + r\,\mathrm{cotang}\,\varphi}} = \sqrt{\frac{g}{h}}\right).$$

Wählen wir nun ein Pendel, bei dem:

$$\left(\frac{30}{\pi}\right)^2 g = 10{,}0001 \text{ ist,}$$

so folgt:

$$u = \sqrt{\frac{10{,}0001}{l\cos\varphi + r\,\mathrm{cotang}\,\varphi}},$$

oder:

$$u = \frac{100}{\sqrt{\cos\varphi + \frac{r}{l}\,\mathrm{cotang}\,\varphi}}.$$

Specielle Fälle des conischen Pendels.

Figur 15.

Für $r = 0$ wird:

$$u = \frac{100}{\sqrt{\cos\varphi}},$$

woraus sich die folgenden berechneten Werthe ergeben.

(siehe Figur 9)

Centrales Pendel.

Berechnete Werthe No.	Ausschlagwinkel φ.	Umdrehungszahl pro Minute u.	Berechnete Werthe No.	Ausschlagwinkel φ.	Umdrehungszahl pro Minute u.
Linker Ast aa gleich dem Rechten Ast bb.					
0	0°	(m.) $\frac{0}{0}$ . . .	. . . . .	. . . . .	Minimum.
1	± 10°	100,765			Symmetrisch der Linken.
2	± 20	103,158			
3	± 40	114,255			
4	± 60	141,422			
5	± 70	170,992			
6	± 80	239,975			
7	± 85	338,728			
8	± 90°	∞ . . .	. . . . .	. . . . .	
			Dritter Ast: cc (Fig. 9).		
			9	180	$\frac{0}{0}$

Figur 16.

(siehe Figur 10).

Für r = 0,01 l wird

$$u = \frac{100}{\sqrt{\cos\varphi - 0{,}01 \operatorname{cotang}\varphi}},$$

woraus die folgenden Werthe berechnet wurden.

Offenes Pendel.

Berechnete Werthe No.	Ausschlagwinkel φ.	Umdrehungszahl pro Minute u.
Linker Ast: a a		
0	0°	0
1	— 0° 30'	9,3
2	— 1	79,76
3	— 2	88,19
4	— 5	94,89
5	— 15	99,84
6	— 40	113,37
7	— 60	140,61
8	— 80	238,76
9	— 90°	∞

Gekreuztes Pendel.

Berechnete Werthe No.	Ausschlagwinkel φ.	Umdrehungszahl pro Minute u.
Rechter Ast: b b		
0°	0°	--
1	0° 34' 30''	∞
2	0° 40'	266,78
3	1°	153,05
4	2°	118,42
5	5°	106,49
6	13°	(m.) 103,63 Minimum.
7	15°	103,77
8	16	103,89
9	40	115,15
10	60	142,24
11	80	241,20
12	90	∞
Dritter Ast: c c (Figur 10).		
13	179° 25' 30''	∞
14	180°	0

Figur 17.

(siehe Figur 11).

Für r = 0,25 l wird:

$$u = \frac{100}{\sqrt{\cos\varphi - 0{,}25 \operatorname{cotang}\varphi}},$$

woraus die nachstehenden Werthe berechnet wurden:

Offenes Pendel.

Berechnete Werthe No.	Ausschlagwinkel φ.	Umdrehungszahl pro Minute u.
	Linker Ast: aa.	
0	0°	0
1	— 0° 30′	18,365
2	— 2°	35,02
3	— 15	72,57
4	— 40	96,95
5	— 60°	124,58
6	— 80	214,31
7	— 90°	∞

Gekreuztes Pendel.

Berechnete Werthe No.	Ausschlagwinkel φ.	Umdrehungszahl pro Minute u.
	Rechter Ast: bb.	
0	0	—
1	14° 28′ 40″	∞
2	15°	551,32
3	18°	324,60
4	20	198,69
5	25	164,35
6	30	151,97
7	39	(m) 146,11 Minimum.
8	40	146,12
9	60	167,69
10	80	271,49
11	90	∞
	Dritter Ast: cc (Fig. 11).	
12	165° 31′ 20″	∞
13	170°	151,965
14	174°	85,001
15	178°	40,292
16	180°	0

Buß'sches Pendel.

Bei der Berechnung eines solchen Pendels werden nicht zwei bestimmte Gewichte an bestimmten Hebelarmen vorausgesetzt; man stellt an das Pendel vielmehr die Bedingung: „die Größen r, M_η, $\frac{J_\xi - J_\eta}{2}$ und C sollen solche Werthe besitzen, daß sie den gewünschten Zusammenhang zwischen Umdrehungszahl und Ausschlagwinkel liefern!"

Die Form des Pendels, welche nach gegebenen Coefficienten noch einen großen Spielraum zuläßt, wird dann so gewählt, daß sie auch den Ansprüchen der Energie und der praktischen Anordnung in möglichst hohem Grade genügt.

Wählt man die genannten Coefficienten so, daß:

$$r = -130{,}0 \,.\, c$$
$$M_\eta = -1324{,}2826 \,.\, c$$
$$J_\xi = 174551{,}8 \,.\, c^2$$
$$J_\eta = 315548{,}15 \,.\, c^2$$
$$C = 63719{,}88 \,.\, c^2$$
$$\frac{J_\xi - J_\eta}{2} = -70498{,}17 \,.\, c^2 \text{ wird,}$$

wobei c eine beliebige Constante, so folgt nach Gleichung 6):

$$u = \frac{30}{\pi} \sqrt{g} \sqrt{\frac{-1324{,}2826\, c \sin\varphi}{-70498{,}17\, c^2 \sin 2\varphi + 63719{,}88\, c^2 \cos 2\varphi + 130 \,.\, 1324{,}2826\, c^2 \cos\varphi}}$$

oder:

$$u = \frac{30}{\pi} \,.\, \sqrt{\frac{g}{c}} \sqrt{\frac{1324{,}2826 \sin\varphi}{70498{,}17 \sin 2\varphi - 63719{,}88 \cos 2\varphi - 130 \,.\, 1324{,}2826 \cos\varphi}}.$$

Bei dem zu Grunde liegenden materiellen Pendel besaß die Constante c einen solchen Werth, daß:

$$\frac{30}{\pi} \cdot \sqrt{\frac{g}{c}} = 126{,}246 \text{ wurde, daher:}$$

$$u = 126{,}246 \sqrt{\frac{1324{,}2826 \sin\varphi}{70498{,}17 \sin 2\varphi - 63719{,}88 \cos 2\varphi - 130 \,.\, 1324{,}2826 \cos\varphi}},$$

woraus die nachstehenden Werthe berechnet wurden.

Figur 18.

(siehe Figur 12).

Buß'sches Pendel.

Berechnete Werthe No.	Ausschlagwinkel φ.	Umdrehungszahl pro Minute u.	Berechnete Werthe. No.	Ausschlagwinkel φ.	Umdrehungszahl pro Minute u.
Linker Ast: (Fig. 12.)			Rechter Ast:		
0	0°	0	0	0°	—
1	— 2°	11,781	1	55°	∞
2	— 5°	18,261	2	60°	345,686
3	— 10°	25,415	3	70°	158,742
4	— 15°	32,835	4	80°	131,032
5	— 20	35,447	5	90°	121,658
6	— 25	39,849	6	96°	119,513
7	— 30	44,049	7	102° 49'	(m.) 118,815 Minimum.
8	— 35	48,595	8	112°	119,381
9	— 40	53,427	9	119° 34'	(n.) 119,829 Maximum.
10	— 45	58,899	10	125°	119,286
11	— 50	65,377	11	130°	117,533
12	— 55	73,324	12	140°	108,613
13	— 60	84,226	13	150°	91,617
14	— 65°	99,808	14	160°	69,752
15	— 70°	126,496	15	170°	43,752
16	— 75°	192,343	16	175°	29,184
17	— 77°	272,667	17	178°	17,827
18	— 79°	∞	18	179°	12,461
			19	180°	0

Der Buß'sche Katarakt.

Obschon eine bereits anderthalbjährige Erfahrung gezeigt hat, daß der Buß'sche Regulator immer ohne Katarakt verwendet werden kann, so giebt es doch einzelne wenige Fälle, bei denen die Anbringung des letztern Apparates von Vortheil ist, wenn die vollkommenste Regulirung verlangt wird. Solche Fälle können eintreten bei Corlißmaschinen, bei Zwillingsmaschinen ohne Schwungrad und bei solchen Maschinen, welche ein sehr kleines Schwungrad haben. Die bis jetzt gebräuchlichen Katarakte sind meist Pumpen, welche auch der langsamen Bewegung der Pendel einen beträchtlichen Widerstand entgegensetzen. Der Buß'sche Katarakt besitzt diesen Fehler nicht; dagegen tritt er einer raschen Bewegung sehr kräftig entgegen und verhindert dadurch die Pendel über die neueinzunehmende Stellung hinauszugehen. —

Eine leichte blecherne Trommel, von der Form eines cylindrischen Ringes (Figur 19 und 20), ist zur Hälfte mit einer tropfbaren Flüssigkeit gefüllt. Die ganze Trommel ist nach außen verschlossen und um eine Axe drehbar, welche mit

Figur 19.

Figur 20.

der geometrischen Axe des cylindrischen Ringes zusammenfällt. Die obere mit Luft erfüllte Hälfte der Trommel ist durch eine vertikale Scheidewand w w in zwei Theile getheilt; in dieser Scheidewand befindet sich ein kleines Loch t.

Der Katarakt wird vermittelst einer Zugstange Z derart mit dem Regulator-Muff in Verbindung gesetzt, daß jede Auf- und Abwärts-Bewegung des Muffs eine Oscillation der Trommel um die centrale Axe hervorbringt. Bei raschem Ausschlage der Trommel muß die Flüssigkeit auf der einen Seite sinken (Figur 20), so daß das Gewicht der Flüssigkeit ein Moment erzeugt, welches der Bewegung des Muffs, resp. der Pendel, entgegenwirkt. Die Luft, welche auf der einen Seite verdichtet, auf der anderen verdünnt wurde, strömt allmälig durch die kleine Oeffnung t und gestattet der Flüssigkeit sich wieder ins Niveau zu stellen. — Bei langsamer Drehung der Trommel wird sich das Niveau der Flüssigkeit nicht verändern, weil die Luft Zeit genug hat durch die Oeffnung t zu strömen.

Der Katarakt widersetzt sich also mit beträchtlicher Kraft jeder schnellen Muffbewegung, während er langsame Bewegungen fast ohne Widerstand gestattet.

Erläuterungen zu Doppeltafel 2 und 3.

Der Buß'sche Regulator wird in der gezeichneten Form von den Herren Schäffer und Budenberg in Buckau bei Magdeburg in 5 Größen gebaut. Jedes Exemplar wird unter der Garantie abgegeben, daß die Wirkungsweise vollkommen der in dieser Abhandlung entwickelten Theorie entspreche. Um wissenschaftlichen Anstalten, denen der Apparat No. 1 zu groß ist, ein hübsches Modell dieses neuen Regulators liefern zu können, werden auch Apparate im

Maaßstabe der vorliegenden Zeichnung angefertigt. Es wird außerdem noch eine Sorte construirt, welche sich zur Regulirung von kleinen Locomobilen eignet.

Figur 1 zeigt eine Frontansicht des Regulators. Die äußerste Stellung der Kugeln, sowie die tiefste Stellung der faßförmigen Gewichte ist punktirt angedeutet.

In Figur 2 sieht man den Apparat im Grundriß. Durch den Pendelträger hindurch sind die Umrisse des einen Pendels sammt dem Kloben punktirt gezeichnet. Die günstige Lagerung der Pendel ist hier deutlich sichtbar. Ferner ist aus dem großen punktirten Kreise ersichtlich, daß der Regulator in der Bewegung sich wie ein Rotationskörper ausnimmt.

Figur 3 ist eine Ansicht von der Seite. Ein Viertel des Apparates ist nach der gebrochenen Linie ZZZ (siehe Grundriß) herausgeschnitten. Man sieht besonders die hohle Nabe des Pendelträgers, den hohlen Muff und die Rotationswelle. Der ebenfalls durchschnittene horizontale Arm des Pendels läßt den einen Kloben mit dem ihn durchdringenden Stahlstifte erblicken. Rechts ist ein Schnitt nach der Linie YY (siehe Grundriß) durch ein Gehäuse des Pendels gelegt, um die originelle Lagerung noch deutlicher zu machen. Unterhalb sieht man einen Säulenkopf, welcher andeutet, daß die freistehende Regulatorwelle möglichst kurz zu lagern ist.

Die beigefügte Tabelle giebt für die verschiedenen Größen, von denen No. 5 nur zur Regulirung der allergrößten Dampfmaschinen, der Turbinen und Wasserräder verwendet wird, Folgendes an:

1) Die Revolutionen oder Umdrehungszahlen des Regulators.
2) Den Hub = 2 L.
3) Die Hauptmaaße, die bei der Verwendung des Apparates oftmals gebraucht werden.

Bei dem kleinsten Apparate No. 1, sind die Pendelarme 180 Millimeter lang und 320 bei No. 5. Dieser kurzen Arme wegen ist das sonst so schädlich auftretende Beharrungsvermögen der bewegten Pendelmassen auf ein Minimum reducirt; die auftretende Energie dagegen ist trotzdem eine sehr bedeutende.

Magdeburg, im Januar 1872.

Ueber die Drahtseilbahnen von Hodgson.*)

Von

Hamilton Weldon Pendred, Civilingenieur.

(Hierzu Tafel 1.)

Da der zu besprechende Gegenstand eine ganz junge Erfindung betrifft, so kann davon nicht viel mehr als eine blose Beschreibung gegeben werden, da zur Zeit noch keine Gelegenheit zur Vergleichung verschiedener, unter abweichenden Verhältnissen gemachter, Erfahrungen vorliegt.**) Der Transport mittelst Seilen auf Drahtseilbahnen liegt noch in seiner Kindheit und daher läßt sich über denselben noch nicht so eingehend sprechen, wie über die Eisenbahnen oder sonstigen gewöhnlichen Transportmethoden. Andererseits läßt mich aber gerade die Neuheit des Gegenstandes auf höheres Interesse und Nachsicht hoffen.

Die Beförderung von Lasten mittelst Seilen, welche von

---

*) Vortrag gehalten in dem South Wales Institute of Engineers.

**) Der hier mitgetheilte Vortrag, welcher überdies durch vorgezeigte Modelle unterstützt wurde, giebt die vollständigste Beschreibung des neuen Transportsystemes, welche bis jetzt veröffentlicht worden ist. Dasselbe unterscheidet sich bekanntlich von den älteren Drahtseilbahnen dadurch, daß bei Letzteren gespannte Drahtseile als schwebendes Eisenbahngestänge dienen, während hier das Drahtseil wie ein Seil ohne Ende bewegt wird und die daran hängenden Lasten mitnimmt. Bei den älteren Drahtseilbahnen war das Seil nur an seinen Enden befestigt, dazwischen aber ganz frei; die damit zu befördernden Lasten rollten in Folge ihrer eigenen Schwere abwärts und die leeren Gefäße wurden durch ein Zugseil wieder zurückgeholt. An Stelle der Drahtseile wurden auch zusammengeschweißte Rundeisenstangen benutzt, welche in größeren Distanzen durch Böcke unterstützt wurden. Eine weitere Verbesserung berichtet die „Berg- und hüttenmännische Zeitung“ auf Seite 122 des Jahrganges 1870, von einer Grube im französischen Rhone-Departement, auf welcher zwei solche schwebende Bahnen nebeneinander angebracht und die Gefäße durch ein Hinterseil so untereinander verbunden sind, daß das heruntergehende volle Gefäß das leere Gefäß wieder heraufzieht. Eine ganz ähnliche Einrichtung ist neuerdings bei dem Landore-Stahlwerke getroffen worden, wo kleine Wagen auf diese Weise über einen schiffbaren Fluß transportirt werden und zeichnet sich diese Drahtseilbahn noch dadurch aus, daß die beiden Seile bei der Passage eines Schiffes durch Verschiebung des auf Rädern

Fig. 3.

ZZZ

VIII.	IX.
24	24
26	28
30	33
36	37
42	44

Verlag von A
Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.

einem Punkte zu einem anderen gespannt sind, ist durchaus nichts Neues. Man wendet dieselbe in Indien und Japan mehrfach an, um Abgründe und Flüsse zu übersetzen, indem man auf jedem Ufer ein Ende des Seiles befestigt und daran einen Korb, einen Kasten oder sonst ein passendes Gefäß in der Art hängt, daß es mittelst eines oder zweier kleiner Räder auf dem Seile laufen kann; an dem Korbe ist ein dünnes Seil befestigt, welches zum Zurückziehen des Korbes dient, wenn dieser in Folge seiner Schwere an dem geneigten Seile hinabgerollt ist.

Es findet sich auch in einem alten Werke die Beschreibung und Zeichnung einer Methode zur Beförderung von Erdmassen von einem Punkte nach einem anderen, welche darin besteht, daß an den Endpunkten ein Paar horizontale Räder gelagert sind, über welche ein Seil ohne Ende gelegt ist, an welchem das Transportgefäß aufgehangen ist.

In beiden Fällen ist aber jede Unterstützung zwischen den Endpunkten vermieden und es ergiebt sich daher, daß derartige Seilbahnen nicht zwischen entfernteren Punkten und auf größere Längen ausführbar sind. Das Patent für die neueren Drahtseilbahnen ist erst vor 3 Jahren genommen worden und der Umstand, daß dabei auf Zwischenstützen Rücksicht genommen ist, erhebt dieses System von der Bedeutung einer blosen Spielerei oder eines localen Auskunftsmittels für vorübergehende Zwecke zu einem wirklichen Transportsystem, welches nahezu für jede Entfernung anwendbar ist. Dabei bewirkt es den Transport der Masse in einer so leichten Weise, daß der Hauptvorzug dieser Erfindung in ihrer Einfachheit liegt.

Während aber die Lösung der Aufgabe, die an dem Seile hängenden Lasten anstandslos über die Stützpunkte des Seiles hinüberzubringen, in einfachster Weise gelungen war, so ergaben sich bei dem wirklichen Betriebe dieser Bahnen eine Menge von mechanischen Schwierigkeiten, auf die man keineswegs gefaßt gewesen war. Wir müssen uns damit trösten, daß alle Praktiker recht wohl wissen, wie lange Zeit gewöhnlich von der ersten Ausführung einer Maschine bis zu deren tadellosem Gange verstreicht. Die Drahtseilbahnen würden schon eine sehr schätzbare Vermehrung unserer Transportsysteme sein, wenn sie auch nur auf geraden Linien anwendbar wären, sie würden aber dann lange nicht von dem Nutzen sein, den sie zu bringen im Stande sind, und sie würden nur beschränkte Anwendung finden, wenn sie nicht im Stande wären, an jeder Stelle ihre Richtung zu verändern. Letztere Frage war eine der ersten Aufgaben, auf welche man bei der Einführung dieses Systemes stieß, und ihre Lösung hat mehr Schwierigkeiten verursacht, als irgend eine der sonst noch vorliegenden Fragen.

---

stehenden Bockes an der einen Seite des Flusses ganz auf die Sohle des Flusses niedergelassen werden können. Mit dieser Art von Drahtseilbahnen ist ein Transport auf größere Entfernungen kaum möglich. Eine der längsten Bahnen dieser Art dürfte die von Dücker'sche Bahn zu Seesen im Harz sein, auf welcher Gefäße von ca. 5 Centner Inhalt befördert werden. Sie ist 480 Met. lang, besitzt auf $^3/_4$ dieser Länge ein Gefälle von 4,7 Meter, besteht aus einem Gestänge von aneinandergeschweißten Rundeisenstangen von 26 Millim. Stärke, das in ungleichen Abständen von 7 bis 47 Meter durch Böcke gestützt und am Ende durch Seil und Winde gespannt wird, und trägt einen zweiräderigen Wagen mit einfacher Bremsvorrichtung, an welchen die umkippbaren Gefäße angehangen sind. Letztere werden am unteren Ende der Seilbahn gekippt und dann an einer schwachen Leine zurückgezogen und es können in 30 Stunden bequem 700 Centner auf die angegebene Distanz befördert werden.

Mit der neuen Hodgson'schen Drahtseilbahn können dagegen viel größere Förderquantitäten und auf viel bedeutendere Längen fortgeschafft werden. Eine derartige Bahn bei Eisleben ist bestimmt 180 Ctr. Kupferschiefer pro Stunde auf die mindestens $^1/_2$ Wegsstunde betragende Entfernung zwischen einem Schachte bei Wimmelburg und der Krughütte zu transportiren, wobei ein ansehnlicher Hügel zu übersteigen ist. Dabei bieten etwaige wechselnde Steigungen und Gefälle kein Hinderniß, man ist sogar, wie in dem oben mitgetheilten Vortrage deutlich auseinandergesetzt wird, im Stande, selbst sehr scharfe Richtungswechsel zu überwinden, was dieses Transportsystem für gewisse Localitäten besonders geeignet macht. Kann die Drahtseilbahn geradlinig gelegt werden, wie die soeben erwähnte Grubenbahn bei Eisleben, so erscheint ihre Einrichtung auf den ersten Blick sehr einfach. Die beiden etwa 20 Millim. starken Drahtseile ruhen parallel zu einander in Abständen von 26 bis 30 Meter und mehr auf Böcken mit Tragrollen und sind an den Enden mittelst horizontaler oder verticaler Scheiben so verbunden, daß sie ein einziges Seil ohne Ende repräsentiren. Zwischen den Böcken hängen die Seile kettenlinienartig durch, obwohl eine Spannvorrichtung vorhanden ist, und an dem einen Ende der Bahn ist eine Locomobile aufgestellt, welche eine Trommel treibt, über welche die Seile so weggelegt sind, daß das eine Seil sich auf-, das andere sich abwickelt. Auf diesen Seilen ruhen nun hölzerne Sättel, an denen die etwa 1 Ctr. Fracht fassenden Gefäße hängen, und folgen, durch Friction mitgenommen, der Bewegung des Seiles. Es können also unausgesetzt an dem einen Ende der Drahtseilbahn volle Gefäße aufgeschoben werden, welche dann mit dem fortschreitenden Seile an das andere Ende gelangen. Hier werden sie abgeschoben, entleert und auf das zurückkehrende Seil aufgeschoben, mit welchem sie wieder zur Ausgangsstation zurückgelangen. Um aber das Aufschieben und Abschieben der Gefäße zu erleichtern, resp. zu ermöglichen, befinden sich an den Endstationen besondere hufeisenförmige Weichschienen, auf welche die dieserhalb mit seitwärts angebrachten Laufrädern versehenen Sättel der Gefäße auflaufen, wenn sie am Ende der Bahn anlangen. Durch diese Vorrichtung werden die Gefäße sammt Sätteln vom Drahtseil abgelöst und können nun, während sie sich durch die hufeisenförmigen Curven der Endstation bewegen, gefüllt und entleert werden, während das Seil continuirlich fortarbeitet und sogleich wieder einen geladenen Wagen zuführt, sobald der letzte Wagen entleert und auf das zurückgehende Seiltrumm aufgeschoben ist.

Das Nähere der Einrichtungen der immermehr überhand nehmenden Drahtseilbahnen findet sich in dem Pendred'schen Vortrage ausführlich beschrieben; da derselbe aber bereits eine vorläufige Kenntniß dieser Transportmethode voraussetzt, so glaubte die unterzeichnete Redaction die vorstehenden Bemerkungen beifügen zu sollen, um das Verständniß dieses Aufsatzes zu erleichtern.

Die Redaction des „Civilingenieur".

Das Patent, welches auf die Drahtseilbahnen genommen ist, schließt zwei dem Princip nach gleiche Ausführungsmodalitäten in sich. Die eine, welche gemeiniglich die Methode mit unendlichem Seile oder mit dem Treibeseile genannt wird, ist bis jetzt einzig praktisch ausgeführt worden und wird daher unsere Aufmerksamkeit speciell beschäftigen; die andere Methode ist diejenige mit festem Seil oder Doppelseil.

Um den Gegenstand vollständig klar und deutlich zu machen, werden wir zunächst die Hauptbestandtheile dieses Transportsystemes beschreiben, dann die verschiedenen Wege auseinandersetzen, welche zur Ueberwindung der zahlreichen beim Betriebe aufgetauchten Schwierigkeiten eingeschlagen worden sind, und zwar besonders das Curvensystem und zuletzt die Leistung dieses Transportsystemes berühren, nachdem wir vorher verschiedene vorgenommme Abänderungen im Princip und in der Anordnung besprochen haben werden.

Die Hauptbestandtheile des Systemes sind: die treibende Maschinerie, die Endstationen, eine Anzahl von Böcken von verschiedener Höhe, Gefäße zur Aufnahme der zu befördernden Massen, welche mit Hängebügeln und Sätteln versehen sein müssen, mittelst deren sie von dem bewegten Seile mitgenommen werden, oder auf dem festen Seile laufen, endlich Böcke mit Rollen zur Ueberwindung von Biegungen in nicht geradlinig verlaufenden Strecken, sowie das Drahtseil von der doppelten Länge der Förderstrecke. Mit Ausnahme des Seiles haben alle Gegenstände dieser Aufzählung Abänderungen und Verbesserungen erfahren, welche ebensowohl auf Verminderung der Anlags- und Unterhaltungskosten, als darauf abzweckten, diese Gegenstände so zu vereinfachen, daß etwaige Reparaturen an denselben in jeder Maschinenbauanstalt ausgeführt werden könnten.

Die erste praktische Verwirklichung der Idee wurde durch den Erfinder zu Richmond ausgeführt an einer Eisenbahn von der einfachsten Construction, welche durch ein Pferd betrieben wurde. Die Seilscheiben oder Trommeln, um welche das Seil gelegt ist, waren horizontal in rohen, aus Pfählen und Querhölzern bestehenden Gerüsten gelagert, auf denen die Lager für die Wellen ruhten, und welche durch Streben gegen den Seitenzug des Seiles abgesteift waren. Nächstdem wurde eine Drahtseilbahn zu Bordonhill in Leistershire gebaut zum Transport von Steinen von den Steinbrüchen der Herren Ellis und Everard nach einer Steinbrechmaschine, welche daraus Straßenschotter machte. Die Länge dieser Bahn betrug 3 Miles und sie enthielt zwei Curven oder Richtungsänderungen, deren Winkel aber nicht über 30° betrug. Zum Betriebe diente eine zweicylindrige transportable Dampfmaschine von 14 nominellen Pferdekräften, die aber selten stärker als mit 10 Indicator-Pferdekräften in Anspruch genommen wurde. Die Gefäße zum Steintransport faßten ungefähr 1 Centner, waren aus Holz gefertigt, 27 Zoll lang, 19 Zoll breit und 6 Zoll tief und hingen am Seile mittelst zweier eiserner Bügel, welche abgebogen und hinreichend lang waren, daß die Kästen ohne Anstoß bei den Böcken vorbei gehen konnten.

Anfangs bestand der Sattel, womit die Bügel auf dem Seile ruhen, blos aus einem 14 Zoll langen, $2^1/_2$ Zoll dicken und $3^1/_2$ Zoll hohen Holzblock, und diese Sättel waren, wie besonders zu erwähnen ist, in einer Weise mit den Bügeln verbunden, daß das ganze Behänge eine steife Verbindung bildete, besaßen auch nur eine etwa 2 Zoll tiefe, der Länge nach eingeschnittene Rinne für das Seil, aber es zeigte sich bald nöthig, zu beiden Seiten dieser Rinne noch Blechstreifen anzubringen, um die Einkehlung, in welcher das Seil liegt, mehr zu vertiefen und die Gefäße besser gegen das Abfallen zu schützen, auch erkannte man bald einen andern Hauptfehler dieser Aufhängung. Jedes zwischen zwei Böcken ausgestreckte Seil bildet nämlich eine Kettenlinie und daher müssen die vom Seile mitgenommenen Gefäße zwischen zwei Böcken zuerst vom ersten Bocke bis in die Mitte der Entfernung abwärts fahren, dann aber wieder bis zum zweiten Bocke aufwärts steigen. Hierbei wird nun ein Holzstück von beiläufig 2 Fuß Länge, welches auf dem Seile liegt, zunächst mit dem vorderen Ende und dann mit dem hinteren Ende nach abwärts gerichtet sein, und wenn das darunter hängende Gefäß in steifer Verbindung an diesem Holzstück befestigt ist, so wird dasselbe, da es sich nach dem Loth einzustellen sucht, beim Abwärtsfahren das vordere Ende zu lüften streben und auf das hintere Ende einen größeren Druck ausüben, beim Aufwärtssteigen auf der zweiten Hälfte der Kettenlinie aber die entgegengesetzte Wirkung ausüben. Da nun überdies, besonders bei den gefüllten Gefäßen, das Seil durch das Gewicht herabgezogen wird, so findet bei den Seilrollen auf den Böcken ein um so stärkeres Lüften statt, dessen Größe nach der Stärke der Spannung des Seiles variirt, und welches das ganze Gewicht auf das hintere Ende des Sattels wirft, so daß durch dieses Lüften und wegen der geringen Differenz zwischen dem Rande der Seilrolle und dem Seile bei der Annäherung des Sattels an eine Seilrolle eine nachtheilige Ablösung vom Seile und Verzögerung der Bewegung des Sattels eintritt, während gerade dort der Sattel möglichst sicher auf dem Seile aufliegen möchte.

Es folgte nun eine Verbesserung auf die andere. Der ursprünglich blos aus einem Holzstück bestehende Sattel wurde auf beiden Seiten mit eisernen Sicherungsschienen versehen und an Stelle der ursprünglich steif daran befestigten Bügel trat eine Aufhängung an Zapfen, welche eine Verstellung des Gefäßes in der Bewegungsrichtung gestatteten, damit es sich nach der verschiedenen Neigung einstellen konnte. Die Vortheile dieser Aufhängung zeigten sich sogleich dadurch, daß im Moment des Ueberganges über eine Seilrolle das vordere Ende des Sattels sich zwar vom Seile abhob, das hintere Ende desselben aber bis zuletzt auf dem Seile liegen blieb,

und daß im Moment, wo der Zapfen über die Seilrolle trat, das vordere Ende des Sattels auf das Seil niederklappte, die Seilrolle also glatt und leicht überschritten wurde.

Auch an den Hängestangen wurde eine Verbesserung angebracht; indem man sie als einfach gekrümmte Stangen mit einem Haken am Ende, in welchen das Gefäß mit einem Bügel einzuhängen war, formte. Da das Gefäß in diesem Bügel um Zapfen, welche nahe unter dem Schwerpunkte angebracht sind, kippt, so ist es leicht zu entleeren, wenn man einen Haltering ausschlägt. In einigen Fällen sind die Gefäße mit vier kleinen Rädern versehen worden, damit sie auf den Grubeneisenbahnen sogleich fortgefahren werden können. Derartige Gefäße hat z. B. die Bahn von Mr. Fox zu Sheffield; sie sind in Fig. 3, Tafel 1, dargestellt und fassen 1 Centner Coke.

Obwohl verschiedene Methoden zur Anbringung der kleinen Räder an den Seiten oder an der Seite des Sattels versucht worden sind, so ist doch noch keine so befriedigende Befestigung gefunden worden, daß das Ausweichen mit ganz geringem Reibungswiderstand möglich wäre. Sind die Rädchen beide an derselben Seite des Sattels angebracht, so wird natürlich der Schwerpunkt plötzlich aus der Seilebene in eine durch die Schiene gelegte Verticalebene verschoben, es ist aber noch nicht gelungen, sie in der Axe des Sattels selbst zu befestigen, wodurch diese Verschiebung des Schwerpunktes beseitigt werden würde. Die zweckmäßigste Weise des Ausweichens ohne Veränderung des Stützpunktes ist diejenige mit vier Rädern, zwei auf jeder Seite des Sattels. (Fig. 15.) Diese Rädchen sind bloße eiserne Scheiben mit kleinen Naben zur Aufnahme der Zapfen und sie erhalten den Schwerpunkt sowohl bei dem Gange auf den Schienen, als auf dem Seile in derselben Linie, wenn sie paarweise zu beiden Seiten des Sattels angebracht sind. Wenn sich der Sattel, wie gewöhnlich, mit 5 Miles Geschwindigkeit pro Stunde bewegt und die Rädchen plötzlich auf die Weichschienen treten, so wird dadurch ein Widerstand erzeugt, welcher den Sattel festzuhalten sucht; das Gefäß besitzt aber noch seine Vorwärtsbewegung und sucht das vordere Ende des Sattels aufzuheben und das vorderste Rad auf der Schiene zu lüften. Dieser Uebelstand wurde durch die bewegliche Aufhängung beseitigt, da bei derselben das Gefäß noch fortgehen kann, während der Sattel horizontal bleibt. Als der vierräderige Sattel eingeführt wurde, fiel die Störung der Stellung des Schwerpunktes weg und das Gefäß schwang nicht mehr seitwärts aus. Allein diese vierräderigen Sättel haben einen Nachtheil, den die zweiräderigen nicht hatten; es entsteht nämlich mehr Reibung bei der Bewegung auf den Schienen in den Curven, da die Rädchen nicht wohl mit Drehschemel oder Drehring (bogie or swivel) angebracht werden können. Man versuchte zur Vermeidung dieses Uebelstandes Sättel mit nur einem Rade auf jeder Seite, aber derartige Sättel erzeugen einen Widerstand durch Wackeln (wobbling) auf den Schienen, welchem auch durch die Leitschienen (trailing guards) nicht vorgebeugt werden kann, ohne Reibung zu erzeugen. Es ist daher noch versucht worden, die Rädchen oberhalb des hölzernen Sattels vertical über dem Seil und Gehänge anzubringen, aber diese Aufhängung bewährte sich nicht und mußte wieder aufgegeben werden.

Die Hängeschienen sind meist von 1 bis $1\frac{1}{2}$ Zoll breitem und $\frac{3}{8}$ bis $\frac{3}{4}$ Zoll starkem Eisen gefertigt und so gebogen, daß sie über die Seilrollen und Träger hinweggehen, und daß das Gefäß senkrecht unter dem Sattel hängt. Sie sind breiter als dick, um mit dem geringsten Materialbedarf die größte Steifigkeit zu erzielen. Auch der eiserne Bügel am Gefäße ist da, wo er an der Hängeschiene eingehakt ist, von rectangulärem Querschnitt und der Haken der Hängeschiene stellt blos einen engen Schlitz dar, in welchen der rectanguläre Theil des Bügels so eingreift, daß er sich nicht drehen kann. Das obere Ende der Hängeschiene ist zapfenförmig gestaltet und durch den Sattel hindurchgesteckt, auf beiden Seiten mit Unterlagsscheiben und am Ende mit einem gespaltenen Vorstecker versehen.

Die Gefäße für Kohlen, Thon oder Erze sind wie gewöhnliche Kohlenkübel geformt, Fig. 3, für besondere Güter sind aber auch andere Formen adoptirt worden, z. B. für Zuckerrohr auf einer Peruanischen Bahn die Form einer Schwinge (cradle), wobei die Hängeschiene zweibeinig gestaltet und in Form eines S gebogen wurde, dessen obere Krümmung das Vorbeigehen bei den Seilrollen gestattet, während die untere Krümmung sammt der die beiden Beine verbindenden Querstange die Schwinge bildet, in welche die Zuckerrohrbündel gelegt werden. Diese Schwinge ist in Fig. 1 dargestellt, während Figur 2 ein Gefäß oder eine Kanne zur Aufnahme von Kaffeebohnen von einer Bahn in Ceylon zeigt. Es ist stets zweckmäßig, den Gefäßen einen kreisförmigen Querschnitt zu geben, da sie dann weniger Raum zum Passiren der Böcke verlangen, als quadratische.

Die Trag- oder Seilrollen, von denen eine in Fig. 13 abgebildet ist, sind in verschiedener Größe und Construction hergestellt, auch in verschiedener Art gelagert worden. Die niedrigste Sorte, welche versucht wurde, maß 15 Zoll, die größte 2 Fuß 9 Zoll und die Breite des Kranzes variirte von $1\frac{3}{4}$ bis $2\frac{1}{8}$ Zoll, während die Weite der Rinne am Umfange sich nach der Stärke des darin laufenden Seiles richtet und jederzeit nur wenig tiefer als der Seildurchmesser zu nehmen ist, damit der Sattel möglichst wenig Hindernisse beim Uebergange über die Seilrollen finde. Man hat auch solche Rollen mit hölzernen Felgen gebaut, aber ohne besonderen Vortheil. Bei der ursprünglich z. B. auf der Bardonhill-Seilbahn angewendeten Lagerung wurden die Seilrollen lediglich an kurze Stücken von $1\frac{1}{2}$zolligem Gasrohr mit Ringen angesteckt und durch Vorstecker gehalten. Dann

ließ man sie von einem über den Durchmesser der Rollen hervortretenden Rahmen (bracket) tragen, welcher auf ein Paar Querbalken ruhte. Die Zapfen der Rollen liefen in harthölzernen, in Leinöl gesottenen Lagerblöcken, die in den Rahmen eingelassen waren, als aber der Entwurf zu der Bahn für Ceylon bearbeitet wurde, so wurden die gußeisernen Rahmen durch ein Paar Stücken Winkeleisen ersetzt, auf denen die hölzernen Lagerblöcke befestigt wurden.

Auch bei der Construction der Böcke sind verschiedene Modalitäten zur Ausführung gebracht worden. Meist sind sie von gutem gesunden Holze gefertigt, bisweilen aber auch in Eisen construirt, wie bei der für Ceylon bestimmten, letzten Sommer zu Brighton probirten Drahtseilbahn. Der Form nach bestehen sie meist aus vier einfachen Stützen, die unter sich verkreuzt sind und sich entweder alle vier am oberen Ende einander nähern oder nur paarweise gegeneinander geneigt sind. Die Querbalken, welche die Seilrollen tragen, sind gegen diese Stützen geschraubt, wenn deren zwei angeordnet sind, oder wenn blos einer vorhanden ist, wie bei überhängenden Rollen, so ist dieser auf zwei an die Stützen angeschraubten Fröschen gelagert. Bisweilen sind bei leichteren Bahnen blos zwei statt 4 Stützen genommen. Der Höhe nach schwanken diese Böcke von 10 bis 80 und 90 Fuß; erst neuerdings sind Böcke von 85 Fuß Höhe nach Buenos Ayres an Mr. Zimmermann expedirt worden. Sie stehen meist 3 bis 4 Fuß tief im Boden. Sind die Querträger von Holz, so bedürfen sie zwischen den Stützen und den Rollen selten einer Steife oder Strebe, eiserne Querträger werden aber meistentheils durch Zugstäbe getragen, welche nach den über die Querbalken hervorragenden Enden der Bockbeine gespannt sind. Meist sind die Querbalken so eingerichtet, daß sie um 6 oder 7 Fuß höher oder tiefer am Bocke angebracht werden können, um dem Gefälle des Seiles angepaßt werden zu können.

Auf die Vervollkommnung der Endstationen, welche von so eingreifender Bedeutung für die Brauchbarkeit des Systemes sind, ist viel Mühe verwendet worden. In der ersten Zeit wurden durchgängig horizontale Seiltrommeln angewendet, aber bei den neueren Drahtseilbahnen sind mit Vortheil verticale Trommeln zur Anwendung gekommen. Bei der Bahn zu Bardonhill, welche täglich 100 Tons mit einem $1^5/_8$zolligen Drahtseil befördert, wurde ursprünglich eine Klappentrommel (clip-drum) von 4 Fuß Durchmesser angewendet, welche durch eine transportable zweicylinderige Dampfmaschine von 16 nominellen Pferden Stärke (welche aber mit 24 Indicator-Pferdekraft arbeitete) getrieben wurde. Sie lag horizontal und war an einer 3 Fuß langen Welle befestigt, welche von zwei Zapfenlagern gehalten wurde. Letztere wurden von hölzernen Stützen und Querträgern getragen, die durch Streben verstärkt waren. Auf den Streben lag noch ein zweiter Querträger, welcher das eine Ende der Vorgelegswelle trug, während das andere Ende auf dem Fußlager der stehenden Welle ruhte. Ein gewöhnliches konisches Vorgelege mit dem Umsetzungsverhältniß $2^1/_2:1$ übertrug die Bewegung. Da die hängenden Gefäße in Eisenbahnwagen zu entleeren waren, so war eine Bühne von einer solchen Höhe erforderlich, daß die Eisenbahnwagen unterfahren konnten, und es wurden deshalb die Eisenbahnschienen der Endstation 12 bis 13 Fuß hoch über dem Fußboden angebracht. Ungefähr 4 Fuß tiefer wurde eine Bühne angebracht, auf welcher die mit dem Entleeren der hängenden Gefäße beschäftigten Arbeiter sich bewegten. Die Ausgangsstation bei dem Steinbruch bestand aus einer einfachen 6 Fuß hohen horizontalen Seiltrommel, welche auf einem von Rädern getragenen Gerüste lag, so daß sie zurückgefahren werden konnte, wenn es galt, das Seil stärker zu spannen. Sie war nur so hoch, daß die Gefäße nicht den Boden berührten, wenn sie anlangten. Die Böcke waren nur 10 bis 12 Fuß hoch und 150 Fuß von einander entfernt; nur an einer Stelle, wo eine Straße unter einem spitzen Winkel überschritten wurde, betrug die Entfernung der Böcke 600 Fuß und deren Höhe 45 Fuß. Auf dieser Drahtseilbahn wurden Sättel verwendet, welche nur auf der einen Seite Rädchen besaßen, und an der Endstation war daher nur eine Schiene angebracht, auf die sie aufliefen. Weichenrollen waren damals noch nicht erfunden, aber die Anwendung von Weichenrollen bei den Schienen gehörte mit zu den frühesten Verbesserungen des Systemes. Ursprünglich zog man die Schienen darüber hinaus, später aber wurde ihre Ausdehnung vermindert.

Die erste Idee, wie man die Curven oder Richtungswechsel der Linie bei geringer Abweichung überwinden wollte, bestand darin, daß die Tragrollen schräg gelegt, also so gestellt werden sollten, daß der obere Theil der Rinne nach außen gerichtet war und der Zug bei einer Curve von beiläufig 10° zu gleichen Theilen auf drei Böcke vertheilt würde. Für stärkere Curven oder Bruchwinkel wurden Weichenschienen und horizontale Rädchen angewendet, aber da dies erst keinen befriedigenden Betrieb gab, so versuchte man eine Reihe von nur wenig nach außen geneigten und gleichzeitig mit den Axen radial angeordneten Rollen, indem man gußeiserne Segmente, je mit drei Rollen von 15 Zoll Durchmesser in der Rinne anfertigte, bei denen jede Rollenaxe mit der nächsten einen Winkel von 3° bildete, so daß drei Segmente oder 9 Rollen zu einem Curvenwinkel von 27° erforderlich waren. Aber auch diese Construction wurde bald gegen diejenige mit Schienen, welche jetzt durchgängig in den Curven angewendet wird, aufgegeben und man wendet jetzt vornehmlich zwei Constructionen an. Die eine heißt die einfache Curve und bei derselben sind, wie in Fig. 6, drei oder vier horizontale Rollen in einer solchen Weise auf einem hölzernen Gerüste gelagert, daß jede einen Bruch von drei Graden im Seile bewirkt; die andere, welche diejenige mit gekreuztem Seil genannt

wird, ist durch ein Paar große horizontale Seiltrommeln an derselben Axe, oder durch eine Seiltrommel mit zwei Rinnen charakterisirt. Letzteres Arrangement ist in Fig. 5 dargestellt.

Das eine Seil, das aufsteigende (up line rope), auf der äußeren Seite der Curve geht in der oberen Rinne der Trommel lediglich tangential an derselben vorbei, das andere oder niedergehende Seil (down line rope) auf der inneren Seite der Curve geht einmal rund um die Trommel in der unteren Rinne der Trommel herum.

Des ersten Auskunftsmittels zur Ueberwindung kleiner Brüche mit schiefgestellten Rollen bedient man sich jetzt nicht mehr, indem sich zeigte, daß das Seil alle Augenblicke aus den Rinnen sprang, und der Betrieb also zu unsicher war. Ueberdies war dieses Arrangement nachtheilig für die Dauer des Seiles; in der That zeigt ein wenig Ueberlegung, daß die Rollen, welche an der Stelle von Richtungswechseln des Seiles angebracht werden, horizontal gelagert werden müssen, weil das Seil sonst gegen den innern Backen der Rinne preßt, und daß ein Abschleifen des Seiles eintreten muß, wenn es sich an diesem Backen der Rinne hinbewegt, weil die Geschwindigkeit des Seiles eine gleichförmige ist, wogegen die Backen der Rolle eine mit dem Abstande von der Axe nach außen hin zunehmende Geschwindigkeit besitzen. Die horizontalen Rollen sind ebenso eingerichtet, wie die Tragrollen, aber nahezu horizontal gelagert und so vertheilt, daß jede ungefähr 12° der ganzen Curve (bisweilen auch mehr) erhält, z. B. wurden bei der Brightonbahn für einen Winkel von 90° blos 6 Rollen angewendet, so daß auf jede 15° kommen.

Beim Betrieb solcher Curven oder gebrochenen Linien stellten sich mancherlei Schwierigkeiten heraus. Die Länge, welche 6 Curvenrollen von 2 Fuß Durchmesser in der Rinne beherrschen, beträgt ca. 13 Fuß, andererseits hat die Erfahrung bewiesen, daß den Weichenschienen kein geringerer Fall als 1:15 gegeben werden darf, wenn die Gefäße ohne Stocken darüber rollen sollen. Die Anordnung auf der äußeren Seite ist vergleichsweise einfach, da die Hängestange außerhalb des Drahtseiles vorbeigeht und die Curvenrollen innerhalb derselben liegen. Das Gefäß wird also ohne Anstand herumlaufen, wenn die Schiene nach einer einfachen Curve gebogen ist, die dem äußern Rande der Weichrollen entspricht und wenn der Sattel die Schiene erreicht, so werden seine kleinen Seitenrädchen auf sie auflaufen, wobei die Leitbleche des Sattels über das Seil und die Rollen emporgehoben werden; diese Seitenrädchen werden dann die Curvenschiene in ihrer ganzen Länge durchlaufen, bis der Sattel auf der anderen Seite wieder vom Seile aufgefangen wird. Bei der inneren Curve kommen dagegen die Rollen zwischen das Seil und die Hängeschiene zu liegen und die Schiene muß deshalb doppelt gebogen werden, um erstens den Sattel sanft vom Seile abzuheben, ihn dann hinter die Rollen zu bringen und ihn endlich wieder sanft auf das Seil aufzuschieben. Diese Biegungen der Schiene sind sämmtlich in der horizontalen Richtung nöthig, aber die Schienen müssen außerdem noch nach der Richtung hin geneigt sein, in welcher das Seil läuft. Man fand daher bald, daß es nöthig sei, an jedem Ende der Schienen eine Tragrolle anzubringen, weil die Lage des Seiles sich constant mit der Spannung des Seiles und dem Gewichte des Gefäßes ändert, also ohne diese End- oder Leitrollen (shunting wheels) keine sichere Einführung der Sättel auf die Schienen zu ermöglichen war. Diese Rollen geben dagegen feste Höhenpunkte, von denen die Schienen ausgehen, so daß die Seitenrädchen der Sättel sicher dorthin geleitet und die Sättel vom Seile abgehoben werden.

Nun muß bei dem aufsteigenden Seiltrumm, welches auf der äußeren Seite der Curve befindlich gedacht werden mag, das Eintrittsende der Schiene und natürlich auch das Seil um $\frac{1}{15}$ der Länge höher liegen, als das Austrittsende. Wie wir gesehen haben, nehmen 6 Curvenrollen 13 Fuß Länge ein, und um eine allmälige Krümmung der Schienen zu bekommen, müssen die Leitrollen beiderseits mindestens um 3 Fuß abstehen, was zusammen 19 Fuß macht. Ein Fuß Schienenlänge beim Eintrittsende läuft nahezu horizontal, um das Seil vom Sattel frei werden zu lassen, so daß noch 18 Fuß Länge übrig bleiben, und auf diese Länge sind 14 Zoll Gefälle nöthig, so daß das Eintrittsende um so viel höher liegen muß, als das Austrittsende. Andererseits muß das Seil auch in dieser Richtung Fall erhalten und überdies muß es von der letzten horizontalen Curvenrolle sich nach der Austritts-Leitrolle hin senken; es ist daher das natürliche Durchhängen des Seiles nicht genug, um es davor zu schützen, daß es nicht aus der Leitrolle an diesem Ende ausgehoben werde, und man muß daher über dem Seile nahe bei der letzten horizontalen Curvenrolle noch eine Rolle zum Niederdrücken anbringen, welche gegen dieses Ausspringen sichert. Die Wirkung der Weiche ist nun einfach folgende. Sattel und Gefäß gehen mit dem Seile, die kleinen Seitenrädchen laufen auf die Schiene auf und auf ihr hinab bis zum niedern Ende. Natürlicherweise fällt das niedersteigende Trumm in entgegengesetzter Richtung zum aufsteigenden und es werden deshalb die Leitrolle für den Eintritt des aufsteigenden Trumms und diejenige für den Austritt des niedergehenden Trumms von demselben Theile des Gerüstes getragen, nur liegt jene um 14 Zoll höher als diese. Die horizontalen Weichenrollen und Schienen werden auf einem hölzernen Gerüste von 10 bis 20 Fuß Höhe, je nach der Beschaffenheit des Terrains, getragen und sind entsprechend versteift.

Die bereits erwähnte Curvenconstruction mit einer großen, 10 bis 12 Fuß hohen horizontalen Trommel mit zwei Rinnen, eine für das aufsteigende und die zweite für das niedergehende Seiltrumm, ist eine ganz entsprechende Anordnung und verlangt nur kurze Weichschienen, besonders an der inneren Seite,

denn da das Seil einen vollen Umgang um die Trommel macht, so entfernt sich das Seil nicht weit von der Schiene, weshalb diese blos eine einzige Biegung zu erhalten braucht und überdies nur 5 oder 6 Fuß lang wird.

Wenn eine Drahtseilbahn auf undulirtem Terrain anzulegen ist, so hat sich beim Ueberschreiten von Thälern, welche mehr Tiefe als der Pfeil des die beiden Gehänge verbindenden Kettenlinienbogens haben, als nöthig herausgestellt, das Seil niederzudrücken und so viel wie möglich in paralleler Linie zu der Thaloberfläche hinzuführen, da dasselbe sonst, wenn das Seil belastet und gespannt wird, sich nach oben hebt, eine gestrecktere Curve bildet und sich von den Tragrollen im untern Theile des Thales abhebt. Fig. 12 zeigt solch eine Niederhaltvorrichtung. Sie besteht aus drei Rollen von demselben Modell wie die Tragrollen auf den Böcken; dieselben sind in verticaler Stellung nebeneinander gelagert, auf der Axe der mittelsten Rolle und vorzugsweise dahinter ist eine vierte, etwa 4 Zoll höhere unabhängig von ersterer angebracht und die beiden anderen Rollen (Endrollen) besitzen zwei dicht nebeneinander eingedrehte Rinnen. Das Triebseil geht über eine der Endrollen in ihrer äußeren Rinne hinweg, unter der äußeren Mittelrolle unten hindurch und dann wieder über die andere Endrolle in der äußern Rinne oben hinüber; daneben ist aber über die drei Rollen und zwar über die inneren Rinnen der beiden Endrollen, sowie über die höhere Mittelrolle ein Seil ohne Ende gespannt, dessen oberes Trumm, wenn das Triebseil die Endrollen bei seiner Bewegung mitnimmt, in derselben Richtung in Bewegung gesetzt wird. Wenn nun ein Sattel an die erste Endrolle gelangt ist, so verläßt er das Triebseil und wird von dem Seil ohne Ende mitgenommen, wobei die größere Höhe der inneren Mittelrolle das Anstoßen des Sattels an dem andern Mittelrade (das in entgegengesetzter Richtung läuft) verhindert. Ist der Sattel bis zur anderen Endrolle gelangt, so trifft er wieder mit dem Triebseil zusammen und wird von diesem weiter geführt.

Der einzige Uebelstand dieser Anordnung liegt darin, daß die Endrollen ihrer doppelten Rinnen wegen ungefähr um 1¾ Zoll mehr Breite erhalten, als die gewöhnlichen Tragrollen, und daß demgemäß die Sättel entsprechend weiter gemacht werden müssen. Man könnte sich auch der Leitrollenübertragung bedienen, sie ist aber nicht einfach genug.

Die Seiltrommeln am hintern Ende der Bahn werden stets horizontal gelagert; bisweilen ist diese Trommel in demselben Gerüste gelagert, welches die hufeisenförmige Schienenbahn trägt, mitunter ist sie aber auch erst hinter der Endstation aufgestellt. Dabei ist das Seil manchmal so geführt, daß die Sättel unter dem Seile auf der hufeisenförmigen Bahn hinlaufen, in anderen Fällen laufen sie darüber hin; letzteres geschieht indessen seltener, gewöhnlich nur, wenn das Terrain sehr stark abfällt.

Was die Spannvorrichtungen anlangt, so brachte man sie anfänglich an demjenigen Ende der Bahn an, welches von der treibenden Maschinerie am entferntesten war; neuere Erfahrungen haben aber bewiesen, daß man sie an demselben Bahnende anbringen muß, damit das Durchsacken des rückgehenden Seiles leichter beseitigt werden kann. Die treibende und die spannende Seilscheibe sollte stets in derselben Weise gelagert sein, entweder vertical oder horizontal, und bis auf die neueste Zeit wurden alle Drahtseilbahnen mit horizontalen Seilscheiben versehen; erst bei der Brightonlinie wurde eine verticale Triebseilscheibe versucht und man gewann die Ueberzeugung, daß diese Anordnung für Linien von mehr als 2 Miles Länge die günstigste ist. Es ergiebt sich nämlich dabei ein einfacheres und widerstandsfähigeres Gerüst, auch ist es ohne Umstände möglich, die treibende Maschine direct eingreifen zu lassen. Bei horizontaler Aufstellung hat man oft Treibriemen angewendet, dies thut aber bei mehr als 10 bis 12 Pferdekraft nicht gut. Das verticale Triebwerk wird stets hinter der Endstation, wo die Gefäße entladen werden, aufgestellt, mitunter 60 bis 80 Fuß dahinter, um für die Spannrolle Raum zu gewinnen, welche um 20 bis 30 Fuß zu verschieben sein muß. Zu Brighton besteht das treibende Zeug aus einer 7 Fuß hohen Fowler'schen Klappentrommel auf einer 4½zolligen Welle, auf welcher ein Zahnrad von 7 Fuß 3 Zoll Durchmesser reitet, in welches ein 17 Zoll hohes Getriebe greift. Das Ganze ruht auf ein Paar starken, von Säulen getragenen Schwellen in 4½ Fuß Höhe über dem Boden (bis Seilscheibenmitte). Die eigentliche Endstation befand sich in 60 Yards Abstand davon. Unter der Bühne der Letzteren lag dicht über dem Boden eine volle horizontale Scheibe von 8 Fuß Durchmesser und eine zweite ebenso große Scheibe war auf einem Rädergestell gelagert, welches zwischen der Endstation und der freiliegenden Maschinerie aufgestellt war. Das Seil ging nun von der Abladestation über eine Leitrolle nach der Klappentrommel, halb um diese herum, wieder zurück nach der horizontalen Scheibe unter der Abladestation um diese herum und nach der Scheibe auf dem beweglichen Gerüst, um letztere herum und wieder nach der Endstation, so daß die Scheibe auf dem Rädergestell als Spannvorrichtung diente. Aber die ganze Aufstellung besaß nur einen temporären Charakter und wäre für allgemeine Anwendung zu complicirt.

Für verticale Seilscheiben, wie sie z. B. bei der Lebubahn und einigen anderen verwendet worden sind, ist das beste Arrangement dasjenige mit einem Zahnrade. Dieses hatte bei der Lebubahn 12 Fuß Durchmesser und es waren daran neben dem Zahnkranze Holzsegmente befestigt, welche mit einer Rinne zur Aufnahme des Seils versehen waren. Auf derselben Welle reitet eine lose Scheibe von gleichem Durchmesser mit dem Zahnrade, welche so dicht als möglich neben der hölzernen Seilscheibe läuft. Getrieben wird das Zahnrad

durch ein etwa $^1/_6$ so hohes Getriebe und die Welle dieses Getriebes liegt ebenso wie diejenige des hohen Zahnrades in Lagern, welche von gußeisernen Platten getragen werden, um ein Auseinanderrücken der Räder zu verhüten. Das Ganze steht auf tief eingeschlagenen Pfählen und Schwellen und zu beiden Seiten sind 15pferdige Dampfmaschinen aufgestellt. Zwischen diese Maschinerie und die eigentliche Linie ist die Spannvorrichtung eingeschoben. Sie besteht aus einer einfachen Scheibe von gleicher Einrichtung mit derjenigen am Zahnrade, und ihre kurze Welle liegt in zwei Gleitblöcken mit 30 Zoll langer und 4 Zoll breiter Basis, woran vorspringende Ränder angebracht sind, welche sie beim Gleiten auf den Schienen führen. Diese Gleitblöcke sind auf jeder Seite mit Augen zur Befestigung von Eisenschienen versehen und diese Schienen sind bis jenseit der Seilscheibe verlängert, wo sie durch einen hindurchgesteckten starken Bolzen verbunden sind, nähern sich aber dann einander immer mehr, bis sie in einem Haken endigen, an welchem das Ende einer über eine Rolle gelegten, mit einem starken Gewichte beschwerten und in einen Schacht hinabhängenden Kette befestigt ist. Die Schienen, auf denen die Gleitblöcke gleiten, sind einfache Flacheisenschienen von $2^1/_2$ Zoll Breite und $^1/_2$ Zoll Stärke, die auf 25 Fuß langen von Pfählen getragenen Schwellen befestigt sind. Die Axe der Seilscheiben liegt etwa 28 Zoll hoch über dem Boden, damit die Schwellen gegen die Bodenfeuchtigkeit geschützt sind.

Die vorstehend beschriebene Einrichtung ist der Typus für die verticale Treib- und Spannvorrichtung, wie sie für eine $2^1/_2$ Meilen lange Drahtseilbahn paßt, welche täglich 300 Tons befördern soll, und sie ist in den Figuren 7, 8, 9, 10 und 11 der Tafel 1 näher dargestellt. Bei der Maschinen-Endstation wird die Maschinerie und das Gerüst mit den Weichschienen hinter der Grube für das Spanngewicht aufgestellt. Das heimkehrende Seil geht von der Leitrolle vor dem Schienenende zu einer Tragrolle auf einem Bock hinter der Endstation (zwischen dieser und der Spannvorrichtung), dann nach und halb um die hölzerne Rinne der treibenden Seilscheibe, welche mit dem heimkehrenden Seile und nicht mit der Drahtseilbahn gleich liegt, dann zurück in die Grube, in welcher die Scheiben sämmtlich hängen, bis zu der Spannrolle, um diese halb herum, wieder zurück und halb um die lose Seilscheibe herum und hierauf nach der Endstation.

Bisweilen kann es auch wünschenswerth sein, die Maschine und das gehende Zeug in einer Mittelstation zwischen den beiden Enden der Drahtseilbahn aufzustellen, damit sie beide Abtheilungen derselben zugleich bewegen könne. Dies nennt man eine mittle Betriebsstation (driving and meeting station) und Fig. 10 und 11 zeigen die Einrichtung einer solchen. Bei diesem Arrangement bedient man sich der normalen verticalen Triebscheibe, giebt aber dem Zahnrade zwei Holzkränze mit Rinnen und zwei lose Scheiben auf derselben Welle, bringt auch zwei Spannvorrichtungen an. In ungefähr 15 Fuß Abstand von jedem Ende des Triebwerksgerüstes sind 10 bis 14 Fuß hohe Böcke errichtet mit Leitrollen, eine für das aufsteigende, die andere für das niedergehende Seiltrumm. Das treibende Seil muß tief genug aufgestellt sein, daß die Gefäße sich darüber hin- und herbewegen können. Bei der für Ceylon bestimmten Drahtseilbahn sind die Maschinen und Treibrollen sämmtlich in zwei Etagen übereinander arrangirt und das Dach des Maschinenhauses ist ein flaches, auf welchem sich die mit dem Entladen der Gefäße beschäftigten Leute bewegen. Die Seitenwände des oberen Theiles und die Giebel sind offen, aber ein leichtes Dach schützt gegen Sonne und Regen; rings herum läuft ein Geländer. Die Kessel sind in Schuppen mit leichten Dächern zu beiden Seiten des Maschinenhauses aufgestellt. Natürlich kann diese Anordnung nach Bedürfniß abgeändert werden; doch wird dasjenige, was darüber gesagt worden ist, genügen, um eine Idee davon zu geben, wie diese Stationen einzurichten sind.

Wir kommen nun zur allgemeinen Wirkung der verschiedenen Theile bei einer im Betrieb befindlichen Drahtseilbahn. Vielleicht das schwierigste Stück der Anlage ist die Einrichtung der Rollen in den Weichen und an den Endstationen, da hiervon die Sicherheit, mit welcher die Gefäße die Bahn durchlaufen, abhängt. Wenn ein Sattel an die Weiche kommt, so muß er, um das Seil verlassen zu können, entweder gelüftet werden, indem man die Schiene ansteigen läßt, oder das Seil muß niedergedrückt werden. Bei der ersteren Methode kann der Uebelstand eintreten, daß, wenn das Gefäß nicht Moment genug hat, der Sattel auf dem Schienenende stehen bleibt und die Leitrolle in denselben hineinarbeitet. Ueberdies ist es für die Curven wünschenswerth, daß die Schiene auf ihrer ganzen Länge Gefälle besitze, sonst kann es vorkommen, daß, wenn auch die Bahn tagsüber in bestem Betriebe gewesen ist, ein bei einer Curve angehaltener Sattel den nächsten Morgen, wenn die Bahn wieder in Gang gesetzt wird, auf der Schiene sitzen bleibt, weil er nicht Moment genug mitgetheilt erhält. Aus diesem Grunde sind die in Fig. 4 und 5 dargestellten Weicheneinrichtungen vorzuziehen und werden auch die Endstationen gewöhnlich ähnlich eingerichtet, obschon es hier nicht von solcher Bedeutung ist, da stets Personen zugegen sind, welche die Ordnung wieder herstellen können. Die Gefäße müssen nicht blos von dem Seile abgehoben werden, sondern sie werden auch auf die Seite verschoben, entweder, um den Rollen auf der inneren Seite der Curve auszuweichen, oder um die hufeisenförmige Bahn hinter der Haupttreibe- oder Endseilscheibe zu durchlaufen, oder endlich um unter dem Seile wegzugehen, wenn das Triebwerk gänzlich hinter der Endstation liegt. Bei den Einrichtungen mancher Ausgangsstationen trägt dasselbe Gerüst die Seilscheibe

und die Schienen, und damit letztere nicht anzusteigen brauchen, ist die Seilscheibe so dicht als möglich an die Leitrollen gerückt und unter 1 : 9 geneigt. Dadurch sinkt das Seil unter den Sattel, was eine sichere Auflage des Seiles in den Leitrollen bewirkt. Die Schiene läuft auf ein Paar Fuß Länge horizontal, biegt dann weit genug seitlich ab, um den Sattel ganz vom Seile abzuziehen, und ist hierauf mit der Neigung von 1 : 12 bis 15 hufeisenförmig herumgebogen. Wir bemerken, daß bei allen bis jetzt errichteten Drahtseilbahnen die Seiltrommel der Ladestation horizontal liegt und die Gefäße demgemäß per Hand auf der aufsteigenden Seite der Schiene hinaufgeschoben werden müssen, bis sie vom Seile gefaßt werden.

Die wirksamste Vorrichtung zum Spannen des Seiles, welche auch bei allen Drahtseilbahnen, mit Ausnahme der kürzesten, zur Ausführung gelangt ist, bleibt, wie bereits bemerkt, diejenige, wo die Spann- und Treibscheiben an demselben Ende der Bahn angebracht sind, weil das von der treibenden Seilscheibe abwickelnde schlaffe Seil dann leicht eingeholt werden kann; es ist nämlich bei den Drahtseilbahnen die Spannung des Seiles da am geringsten, wo es sich von der treibenden Seilscheibe abwickelt, und da am größten, wo es aufgewickelt wird. Bei den ersten Drahtseilbahnen, welche eingerichtet wurden, stellte man die Spannscheibe am hinteren Ende bei der Ladestation auf, doch hat man diese Einrichtung als unzweckmäßig verlassen und legt die Spannscheibe jetzt stets in die Nähe der Betriebsmaschiene.

Beim ersten Anlassen einer solchen Bahn besteht die größte Schwierigkeit in der passenden Vertheilung der Gefäße auf dem Seile. Gemeiniglich müssen sämmtliche Gefäße, eins nach dem andern, von derselben Seite aus aufgegeben werden, und obwohl sie leer sind, so zieht doch das erste Gefäß eine bedeutende Menge von dem zwischen den Böcken hängenden schlaffen Seil an sich, so daß es drei bis vier Fuß tiefer zu hängen kommt, als es hängen soll, wenn die Gefäße gleichmäßig über das Seil vertheilt sind und dieses in den eigentlichen Beharrungszustand gekommen ist. Da nun derartige Bahnen oft nahe über Bäumen oder Häusern hingezogen sind, und bisweilen nur drei Fuß Zwischenraum für das Durchsacken vorgesehen ist, so können leicht die ersten Gefäße mit solchen Gegenständen in Berührung kommen.

Auch die tägliche Ingangsetzung einer Drahtseilbahn ist keine ganz leichte Sache. Es eignen sich für solche Bahnen am Besten zweicylinderige Maschinen und, da bei der ersten Bewegung der Seilscheibe sämmtliche durchhängenden Kettenlinien auf beiden Seiten angespannt werden, wobei die Stärke der Spannung von der Entfernung des betreffenden Seilstückes von der treibenden Seiltrommel und von der Geschwindigkeit, mit welcher das Seil angeholt wird, abhängig ist, so muß darauf gesehen werden, daß die Maschine recht allmälig in Gang gesetzt wird, damit das Seil nicht in die Höhe schnelle und die Gefäße zu Seiltänzern macht, welche oft zwei bis drei Fuß hoch in die Luft geschleudert werden, und deren richtiges Zurückfallen auf das Seil zum Mindesten sehr problematisch ist.

Vor der Vollendung der Brightonbahn hielt man es für möglich, eine Seilbahn von 20 doppelten Miles Seillänge in Gang zu setzen, aber diese nur 5 Miles lange Linie vernichtete diese Hoffnung. Es ergab sich, daß es praktisch unmöglich sei, Seillängen von 20 oder 50 Miles (wie man der Theorie nach geglaubt hatte) zu betreiben, weil, wie bereits bemerkt, beim Beginn des Anholens des Seiles von jeder der vielen gebildeten Seilcurven ein Theil des durchhängenden Seiles aufgewunden werden muß und hierdurch das Schlaffwerden des abwickelnden Seiles ganz excessiv wird, so straff es auch gespannt sein mag. Bei der erwähnten Bahn wurde dieserhalb noch eine Spannvorrichtung in der halben Länge angebracht und doch half sie nur theilweise dem außerordentlich starken Schlaffwerden des abwickelnden Seiles ab. Wo möglich muß man die Ausladestation und das Triebwerk nebeneinander anbringen, weil man sich dann eher mit der gehörigen Vertheilung der Spannung im Seile helfen kann und nicht genöthigt ist, die Lasten aus 10 Miles Entfernung in Gang zu setzen, statt aus 5.

Die Drahtseilbahn ist im Ganzen mehr als ein Surrogat für Eisenbahnen, nicht als ein besseres Transportsystem zu betrachten; ihr Werth liegt hauptsächlich darin, daß sie anwendbar ist, wo kein anderes Transportmittel ohne unverhältnißmäßige Kosten durchgeführt werden kann. Als Beispiel für diese Behauptung erwähne ich die Bahn an der Bai von Cebu am stillen Ocean, welche errichtet wird, um von den Kohlengruben Kohlen an der felsigen Küste hin nach dem Hafen zu transportiren. Hier ist das Wasser zu seicht und zu Zeiten auch zu stürmisch, um sich der Barken bedienen zu können, während jede Art von Straße oder Eisenbahn ganz unausführbar wäre. Die Länge dieser Linie beträgt $2^1/_2$ Miles.

Bezüglich der Betriebskosten derartiger Bahnen erlaube ich mir eine Schätzung der Herren Cail & Co. zu referiren, wonach sie glauben, daß auf Drahtseilbahnen von vier bis fünf Miles Länge mit 200 Tons Fracht pro Tag die Transportkosten nicht über $1^1/_2$ Pence pro Ton und Mile betragen werden! Nach den Erfahrungen, welche auf den bereits im Betriebe befindlichen Bahnen gemacht worden sind, kann man folgende Sätze annehmen: Bei 50 Tons täglich $2^1/_4$ Pence pro Mile und Ton, bei 100 Tons $1^3/_4$, bei 200 Tons $1^1/_2$ und bei einem größeren täglichen Transportquantum als 200 Tons 1 Penny pro Ton und Mile. In diesen Kosten sind inbegriffen Maschinenkosten, Löhne und Aufsicht, Reparaturen, Seilaufwand, Schmiere und Zinsen vom Anlagscapital.

Bezüglich der Adhäsion des Seiles an den Seiltrommeln kann die Frage aufgeworfen werden, wie sich Seilscheiben mit

43

Sattel mit 2 Rollen u. Zuckerrohrbügel
Fig. 1.

Sattel mit 2 Rollen zu Kaffeetransport.
Fig. 2.

Fig. 3. Cokesgefäſs

Fig. 7. Endstation einer Seilbahn.

Seitenansicht.

Fig. 8. Ansicht von vorn.

60 bis 80

Aufsteigendes Tr

Seil ohne En

Fig. 9. Grundriſs

Fig. 4. Gekreuztes Seil. Curve von 45°.

Ansicht von der Seite. von vorn.

Fig. 12. Vorrich

Fig. 6 Anordnung mit Leitrollen bei 14° Abbiegung

o. Hohes Ende
u. Niederes,
der Schienen
d. Niederdrück.
rollen

Fig. 5. Grundriſs

Grundr

Seil ohne

Trieb Seil.

Verlag von Arthur Felix in Leipzig.

Fig. 10. Mittlere Betriebstation für die Ceylon Drahtseilbahn.

l ohne Ende

Seil ohne Ende

...enansicht.

Triebseil

D

C

Spannrolle

Fig. 11 Grundriss.

Seil ohne Ende

Hauptseil

Niedergehendes Seil.

5 10 20 30 Fuss.

...ung zum Niederdrücken des Triebseiles.

Seil ohne Ende

Triebseil

Seitenansicht.

5 10 Fuss.

Durchschnitt des Seilrollenkranzes

(5/24)

Fig. 13.

1 Fuss.

Fig. 14. Sattel mit 2 Rädchen

(5/24)

Fig. 15. Sattel mit 4 Rädchen

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann. Meissen.

glatten Rinnen zu den Seilscheiben mit Klappen verhalten dürften? In der ersten Zeit nach der Erfindung der Drahtseilbahnen glaubte man, daß keine Bahn von mehr als 2 Miles Länge ohne eine Klappentrommel betrieben werden könne; bei der drei Miles langen Bahn zu Bardonhill wurde aber die Klappentrommel beseitigt und eine glatte dafür eingebaut, welche ebenso gut arbeitete. Ueberdies gewährt die Verbindung von einer festen und einer losen Seilscheibe auf derselben Welle, über welche das Seil beiderseits halb herumgeführt ist, ein vorzügliches Mittel zur Erzeugung genügender Adhäsion, da die lose Scheibe mittelst eines Mitnehmers (drag link) sofort in eine zweite treibende Scheibe verwandelt werden kann.

Auch die Frage hört man öfters aufwerfen, was wird aus einer Drahtseilbahn, wenn das Seil einmal reißt? Manche glauben, daß dann sämmtliche auf den Seilen hängende Gefäße zu Boden stürzen müssen; aber dies ist keineswegs der Fall, denn nur zwei oder drei der dem Bruche nächst gelegenen Seilstrecken senken sich bis zur Erde nieder, während die entfernteren in immer abnehmendem Grade einsacken, bis von dem Einflusse des stattgefundenen Bruches durchaus Nichts mehr wahrzunehmen ist.

Fast muß der Verfasser fürchten, daß diese Abhandlung eine ermüdende Länge erhalten hat, es sind aber bei der Besprechung der Drahtseilbahnen so viel Dinge zu berücksichtigen, und es tauchen noch täglich so mannichfache Schwierigkeiten auf, daß es unmöglich war, kürzer zu sein, ohne oberflächlich zu werden, was so praktischen Männern gegenüber, wie den Mitgliedern dieses Vereines, deren Interesse für dieses neue Transportmittel zu erwecken und deren Kenntniß desselben zu erweitern versucht werden sollte, ein großer Fehler gewesen sein würde.

(The Engineer, vol. XXXII, no. 825.)

Anmerkung. Nach dem Politecnico, XX. Jahrg. Heft 1 können wir noch über eine interessante Drahtseilbahn berichten, nämlich diejenige von Val Toppa in der Provinz Novara; sie ist 2800 Meter lang und besitzt 450 Meter Fall. Einzelne Strecken dieser Bahn hatten 30 Proc. Gefälle, was sich aber als unmöglich erwies, indem die Sättel der Gefäße bei mehr als 17 bis 18 Proc. Gefälle namentlich bei feuchtem Wetter abzurutschen begannen. Um diesen Uebelstand zu beseitigen, wird an den Sätteln eine Vorrichtung angebracht werden, durch welche das Seil ähnlich wie bei der Klappentrommel eingeklemmt wird. Dieselbe besteht aus zwei horizontalen um Zapfen drehbaren Kreissectoren, welche zu beiden Seiten und in der Ebene des Seiles am Schlitten angebracht sind und kniehebelartig auf dasselbe drücken. Man hofft dann selbst 25 Proc. Fall überwinden zu können. Die Gefäße wiegen 11, die Ladung (Erz) 25 Kilogr. Das aus 5 Litzen à 4 Stahldrähten geschlagene Seil hat 0,012 Meter Durchmesser, zeigt sich aber etwas zu schwach. Die größte Entfernung der Tragrollen beträgt 320 Meter. Man will täglich 50 Tonnen mit 5 Kilom. Geschwindigkeit pro Stunde befördern, schiebt aber bis jetzt nur 50 beladene und ebensoviel leere Gefäße auf, was 1250 Kilogr. pro Fahrt (eine halbe Stunde Zeit) ausmacht, und hierbei zeigt sich das Gewicht der vollen Gefäße nicht hinreichend, um die leeren hinaufzuziehen, es ist vielmehr noch eine Betriebskraft nöthig. Wenn es aber später möglich sein wird, 100 beladene und ebensoviel leere Gefäße aufzuschieben, so hofft man, daß die Drahtseilbahn selbstthätig sein wird. Vor der Hand benutzt man ein von der Anza getriebenes Wasserrad als Motor. Die Seilrolle ist mit Bindfaden in der Rinne ausgeschlagen, was alle Monate erneuert werden muß.

Bei dieser Bahn stellte die Gesellschaft, welche das Hodgson'sche Drahtseilbahnsystem ausbeutet, folgende Bedingungen. Der Preis der Bahn incl. hölzerner Böcke, Seil aus Holzkohleneisen, Dampfmaschine mit Kessel beträgt (am Bord des Schiffes in England) pro Kilometer 3150 Francs, wenn in 10 Stunden 50 Tonnen, 4725 Francs, wenn die doppelte Menge, und 7875 Francs, wenn die vierfache Ladung befördert werden soll. Hierzu kommen für die beiden Endstationen (für 50 Tonnen Transport) 2500 Francs; und für die Gefäße 625, resp. 850 Francs, je nachdem sie aus Holz und Eisen, oder ganz aus Eisen gefertigt sind; für ein Stahldrahtseil werden pro Kilometer 625 Francs mehr und für die Ausführung der Böcke in Eisen 547 Francs mehr berechnet. Für Montirungskosten werden 15 Procent angesetzt; auch ist noch der Transport von England zu berechnen.

Dagegen sollen die Betriebskosten pro Tonnen-Kilometer bei einem täglichen Transport von 50 Tonnen 0,16, bei 100 Tonnen 0,11 und bei 200 Tonnen 0,095 Franc betragen, incl. Verzinsung und Amortisation.

Die Redaction des Civilingenieur.

Der Viaduct über die Aulne.

Von

August Arnoux,
Ingenieur des Straßen- und Brückenbaues.

(Hierzu Tafel 4 und 5.)

Durch Eröffnung der Bahn von Chateaulin nach Landerneau ist die letzte Lücke zwischen Nantes und Brest ausgefüllt und die Verbindung zwischen den nördlichen und südlichen Eisenbahnlinien der Bretagne geschlossen worden. Diese 52,5 Kilometer lange Eisenbahn überschneidet eine Menge Wasserläufe, welche in Thälern mit starkem Gefälle vom Arrée-Gebirge nach der Rhede von Brest hinablaufen, und obwohl die Höhe der sie trennenden Wasserscheiden keine beträchtliche ist, so ist das Terrain doch außerordentlich coupirt, so daß große Erdarbeiten auszuführen, ein Tunnel zu graben und drei beträchtliche Viaducte herzustellen waren, nämlich der Aulne-, der Doufine- und der Doulas-Viaduct.

Letztere besitzen beziehentlich 48,4, 40 und 37 Met. Höhe über der Thalsohle und 357, 222 und 357 Met. Länge, ihre Bogenöffnungen aber, deren Zahl 12, 9 und 15 beträgt, Spannweiten von 22, 18 und 18 Meter. Da sie im Allgemeinen von gleicher Disposition und gleichen Verhältnissen sind, so genügt es, das bedeutendste von diesen Bauwerken zu beschreiben, nämlich den Aulne-Viaduct bei Port-Launay in 1600 Met. Entfernung von der Station Chateaulin.

Diese Beschreibung bildet den Inhalt des ersten Capitels nachstehender Abhandlung, während das zweite Capitel specieller vom Bau, den Baumaterialien, Pfeilergründungen, Rüstungen und Lehrbögen, sowie von den angewendeten Hebeapparaten handelt und das dritte Capitel allgemeine Notizen enthält.

1. Capitel. Beschreibung.

Der Aulne-Viaduct ist geradlinig und horizontal ausgeführt. Er besteht der Länge nach

aus 12 Halbkreisbögen mit 22 Met. Spannweite =	264,00 Met.
„ 11 Pfeilern à 4,8 Met. Stärke am Kämpfer =	52,80 „
„ 2 Widerlagspfeilern à 20,1 Met. Stärke =	40,20 „
ganze Länge =	357,00 Met.

Die Breite des Viaductes zwischen den Parapets beträgt 8,10 Met., seine Höhe über der Thalsohle bis zur Schienenoberkante 48,40 und über der Grundfläche der im Flusse stehenden Pfeiler 54,70 Meter (Fig. 1 bis 3, Tafel 4).

Man hat bisher gewöhnlich bei Viaducten, deren Höhe 40 bis 45 Met. übertraf, zwei Etagen von Bögen übereinander oder doch schwächere Absteifungsbögen zwischen den Pfeilern angeordnet, wie z. B. bei dem Viaduct zu Chaumont. Da aber in vorliegendem Falle mit Rücksicht auf die in den Häfen von Chateaulin und Port Launay verkehrenden Schiffe die unterste Etage 30 Meter Höhe bis zum Schlußstein hätte erhalten müssen, und die obere Etage im Gegensatz zu der herkömmlichen Anordnung niedriger als die untere geworden sein würde, so würde der Eindruck dieses Bauwerkes kein günstiger gewesen sein, und man zog es vor, von allen Stützungsbögen zwischen den Pfeilern abzusehen und blos einmal Gewölbe zu schlagen.

Weil aber die Pfeiler hierdurch eine ungewöhnliche Höhe erhielten, erschien es nöthig, auch die herkömmliche Spannweite zu überschreiten, damit gute Verhältnisse herauskämen; auch hatte man hierzu noch einen andern Bestimmungsgrund. Es ist nämlich wiederholt die Bemerkung gemacht worden, daß die mäßigen Spannweiten, welche man den gewölbten Brücken zu geben pflegt, sich in der Zeichnung ganz gut ausnehmen, daß aber nach der wirklichen Ausführung, besonders bei langen Bauwerken, deren Oeffnungen natürlich z. Th. nur perspectivisch verkürzt erscheinen, die Oeffnungsweite der äußersten Bögen außerordentlich klein erscheint, ja sogar dem Auge des Beobachters ganz entschwindet. Um diesen Effect so viel wie möglich abzuschwächen, muß nicht nur das Verhältniß zwischen der Oeffnungsweite und der massiven Fläche der Ansicht, sondern auch das Verhältniß zwischen dieser Oeffnungsweite und der transversalen Dimension der Pfeiler so groß wie möglich genommen werden. Dieserhalb ist beim Viaduct von Port-Launay den Bögen eine Spannweite von 22 Meter gegeben worden. Derartige Gewölbe auf hohen

Pfeilern bieten viel Durchsicht und geben dem Bauwerk eine Freiheit und Leichtigkeit, wie sie bei Constructionen dieser Art selten gefunden wird.

Pfeiler. Bei den hohen Pfeilern besteht jeder aus einem Fundament, welches bis zur Cote von + 6 Meter (über dem Meeresspiegel) aufragt, einem 10 Meter hohen Sockel und einem 23,3 Meter hohen, aber 4,8 Met. starken Schaft (Fig. 1 bis 3, Tafel 4). Das Geläuft der Außenflächen beträgt 3 : 100 an den Kopfseiten der Pfeiler, und 1 : 50 in der Querrichtung dazu.

Der unterste Theil dieser Pfeiler, das Fundament, ist bei den vier Landpfeilern rectangulär geformt, bei den drei im Flusse stehenden aber auf der stromaufwärts und stromabwärts gelegenen Seite abgerundet. Bei den vier niedrigeren Pfeilern, welche am Gehänge stehen, ist zunächst das Fundamentstück, dann der Sockel weggelassen.

Ueber dem Fundamenttheile sind zur Verstärkung der Pfeilerschäfte Strebepfeiler angebracht, welche sich bis zur Bekrönung erheben und, im Aufriß betrachtet, halb so viel Stärke (2,4 Meter beim Kämpfer) und halb so viel Geläuft (1 : 100) besitzen, als die eigentlichen Pfeiler, in der Querrichtung aber unter 7 : 100 abfallen. Die Strebepfeiler springen in der Höhe des Kämpfers um 0,5 Meter zurück und dieser Absatz ist mit einem vorspringenden Werkstück von 0,8 Met. Höhe bedeckt, welches die Bekrönung bildet und zugleich die Stelle des Kämpfergesimses vertritt.

Die Bestimmung dieser Strebepfeiler ist Verstärkung der Stabilität, Vermehrung des horizontalen Pfeilerquerschnitts und Verminderung des Druckes pro Flächeneinheit. Da sie weniger weit vorspringen, als sie breit sind, so erscheinen sie fest verwachsen mit dem Massiv der Brückenpfeiler, und übrigens ist durch die Sorgfalt der Ausführung auch wirklich ein solider Verband erzielt worden. Indem sie den Pfeilern ein leichteres Ansehen verschaffen, lassen sie durch ihre vorspringenden Kanten die Höhe des Bauwerkes mehr hervortreten, unterbrechen die breite Masse der aneinanderstoßenden Bogenzwickel und gewähren durch ihre reichere Bekrönung ein gefälliges Ornamentirungsmotiv.

Das innere Mauerwerk der Pfeiler ist nicht wie bei anderen Viaducten aus Werkstücken oder lagerhaft bearbeiteten Bruchsteinen gefertigt, sondern aus einfachen unbearbeiteten Bruchsteinen, aber es ist mit Sorgfalt und mit einem Mörtel ausgeführt, welchem zur Vermehrung der Bindekraft pro Cubikmeter 100 Kilogram Portlandcement zugesetzt wurden. Um das Fundamentmauerwerk gegen die schädliche Wirkung des Meerwassers zu sichern, ist die unterste Schicht und das Stirnmauerwerk der Flußpfeiler ausschließlich in Portlandcement ausgeführt worden.

Fast sämmtliches Stirnmauerwerk ist in bearbeitetem Granitbruchstein nach Rusticmanier hergestellt und, um die Linien besser hervortreten zu lassen und die Genauigkeit der Ausführung zu sichern, sind an den Ecken des Bauwerkes die Kanten theils mit vortretenden, theils mit vertieften Abfasungen versehen worden. Derartiges Mauerwerk sieht durchaus nicht gekünstelt aus und gewährt dadurch, daß die Hauptlinien deutlich hervortreten, einen äußerst soliden und der Größe der Bauwerke entsprechenden Anblick. Werkstücken sind nur an den Bekrönungen der Fundamente, den Sockeln und den Abdeckungen der Strebepfeiler angewendet worden.

Widerlagspfeiler. — Die 20,1 Met. langen, durchschnittlich 20 Met. hohen Widerlagspfeiler bieten den Anblick einer soliden Mauer, ihre Masse ist aber dadurch wesentlich reducirt worden, daß im Innern auf 11 Meter Länge und 5,2 Met. Weite (im Niveau der Gewölbeanfänge der Brücke) Aussparungen angebracht sind, welche mit Gewölben von 11,32 Met. Spannweite überdeckt sind und fast ebenso hoch hinaufragen, als die Gewölbe der Brückenbögen.

Um den Seitendruck, welchen die Böschungskegel gegen die Stirnmauern der Widerlagspfeiler ausüben, aufzunehmen, ist zur gegenseitigen Absteifung dieser Mauern eine Quermauer aufgeführt worden, welche bis zum Niveau der Dammschüttungskrone aufsteigt.

Brückengewölbe. — Die Brückenbögen besitzen 22 Meter Spannweite und im Scheitel 1,05 Met. Stärke. Anscheinend besitzen sie eine gleichförmige Stärke von 1,2 Meter, oder den vierten Theil so viel als die Pfeilerstärke, und halb so viel als die Stärke der Strebepfeiler beträgt, so daß am Kämpfer der äußere Umfang der Gewölbestirn tangential an die Strebepfeiler herantritt.

Bei 30° von der Sehne des Halbkreisbogens beträgt die Gewölbestärke 2,1 Meter, also noch einmal so viel als im Scheitel, und das obere Ende der Pfeiler liegt bei 6,55 Met. über dem Gewölbeanfang (Fig. 2, Taf. 4).

Die Stirn der Gewölbe hat dasselbe Geläuft, als die Zwickelmauer, tritt aber um 5 Centimeter darüber vor, auch sind die Kanten durch fortlaufende Abfasungen von 2,5 Centim. Breite hervorgehoben.

Auch die Gewölbe sind, mit Ausnahme der Außenflächen, aus rohen Bruchsteinen gemauert, aber mit großer Sorgfalt, weshalb der Mörtel zu den nahe am Schlußstein und dem Rücken des Gewölbes liegenden Partieen, welche am stärksten belastet und den darüber gehenden Lasten am meisten ausgesetzt sind, noch mit langsam bindendem Portlandcement gemischt worden ist, obwohl ohnehin zum Mauerwerk des Viaductes ausgezeichnete hydraulische Mörtel verwendet wurden. Das Mischungsverhältniß war 100 Kilogr. Cement auf 1 Cubikmeter Mörtel, und diese Mischung wurde für eine 5 Meter lange Zone zu beiden Seiten des Schlußsteines verwendet.

Außerdem wurde jedes Gewölbe mit sechs Ankern aus Bandeisen von 50 bei 15 Millimeter Stärke versehen, um den beim Ausrüsten großer Gewölbe sich zeigenden Lostrennungen der Gewölbstirne vom Hauptkörper vorzubeugen und

die obere Mauerwerksmasse so solid unter sich zu verbinden, daß sie durch die Erschütterungen beim Uebergange von Zügen nicht Schaden leiden könne. Diese Anker sind in Abständen von 3 zu 3 Metern in die Fugen der oberen Wölbsteinschichten eingelegt, besitzen 8,2 Met. Länge und werden durch 0,5 Met. lange, 3 Centim. starke runde Vorstecker gespannt.

Ebenso ist am oberen Ende der Pfeiler, oder in der Höhe des Kämpfers der Bögen ein Rahmwerk aus Flacheisen eingelegt, damit, wenn sich ja etwa in den Gewölben einige Bewegung zeigen sollte, die Sprünge blos auf die Bögenanfänge beschränkt würden. Da beim Bau dieses Viaductes auch nicht die geringste Unzuträglichkeit stattgefunden hatte, so hätte man hoffen können, daß diese Vorsicht hier nicht nöthig sei, wenn nicht ähnliche Dislocationen von anderen Viaducten noch in zu gutem Gedächtniß wären.

Meistentheils befestigt man am Ende der Ankerstangen Kreuze, welche entweder äußerlich sichtbar sind, wenn sie erst nach der Vollendung eingespannt werden, oder in das Mauerwerk eingemauert wurden, was dem Zusammenhang zwischen der Stirnbekleidung und der Ausfüllung nachtheilig ist. Bei dem Aulne-Viaducte werden dagegen die runden Vorstecker der Anker durch Löcher eingeführt, welche in die Werkstücken der Gewölbstirnen gebohrt sind; diese Anker sind daher zwar äußerlich nicht sichtbar, verbinden aber doch die Mauer auf ihre ganze Stärke so solid als möglich.

Spandrillmauern. — Zur Vermeidung des schädlichen Einflusses der Erschütterungen, welche überfahrende Züge auf eine Ausfüllung zwischen den Stirnmauern hätten haben können, wurden auf den Gewölben der Brücke und in der Richtung der Axe der Brücke nebeneinander drei Spandrillgewölbe von 1,2 Met. Lichtweite hergestellt, welche gegen die Stirnmauern und zwei oben 0,8 Met. starke Spandrillmauern gespannt sind. Da letztere im Verhältniß zur Stärke sehr lang und hoch sind, so sind sie da, wo ihre Höhe am größten ist, durch kleine schmale Querbögen unter sich und gegen die Stirnmauern abgesteift und über diese noch Anker aus Flacheisen von 8 Centim. Breite und 2 Centim. Stärke gelegt, deren Vorstecker in den Bekleidungssteinen der Stirnmauern mittelst eingebohrter Löcher eingebracht sind.

Durch Oeffnungen in den Widerlagern und Schächtchen in der Axe des Viaductes kann man jederzeit die innern Gewölbe besteigen.

Die Schicht von geschlagenen Steinen, auf welcher das Gleis liegt, ruht auf einer Lage von Kies, deren Stärke über den Gewölben 0,6 Met. beträgt. Dieselbe ist gut entwässert und trägt ebenfalls dazu bei, die durch über den Viaduct rollende Züge hervorgebrachten Erschütterungen für das Mauerwerk des Viaductes unschädlich zu machen.

Alle diese Vorkehrungen haben denn auch den besten Erfolg gehabt; denn während man bei gewissen Viaducten mit mäßiger Spannweite selbst am Fuße der Pfeiler starke Erschütterungen wahrnimmt, sind bei dem Aulne-Viaduct weder im Scheitel der Gewölbe auf dem Krönungsgesims, noch innerhalb der Spandrillgewölbe auf dem Rücken der Gewölbefüße irgend erhebliche Vibrationen zu spüren.

Gewölbeausgleichung. — Ueber den kleinen Spandrillgewölben, deren innere Laibung im Scheitel 1,55 Meter unter den Schienen liegt, ist in gewöhnlichem Mauerwerk eine Abgleichung hergestellt, welche derartig in den Scheitel der Hauptgewölbe übergeht, daß regelmäßige Flächen entstehen. Sie ist bedeckt mit einer 5 Centim. starken Lage Mörtel, auf welche eine 1,5 Centim. starke Asphaltlage aufgebracht ist, und diese Decke ist an den Rändern sorgfältig mit dem Mauerwerk unter dem Krönungsgesims verbunden.

In der Richtung der Längenaxe der Brücke bildet diese Abdeckung hintereinander folgende ansteigende und abfallende Flächen von 0,015 Met. Neigung, deren oberste Punkte 0,885 Met. unter den Schienen liegen und auf die Mitten der Pfeiler treffen, während die tiefsten Stellen (1,085 Meter unter den Schienen), an welchen gußeiserne Gurgelrohre angebracht sind, in die Mitten der Gewölbe fallen. In der Querrichtung besteht die Decke aus zwei schwach geneigten Flächen mit 0,02 Meter Neigung, welche gegen die Stirnen hin durch kurze Ecken von 45° in das Mauerwerk auslaufen. Uebrigens sind nirgends scharfe Ecken gemacht, sondern diese überall durch Bogenstücken von 0,5 Met. Radius abgerundet.

Weder bei der Füllung der Spandrills, noch bei der Abgleichung über den Gewölben ist Beton mit Sand verwendet worden, da man der Ansicht war, daß derartige Mauerung nicht genügende Cohäsion für die Ausführung des Mauerkörpers bieten könne, während derselbe gerade recht compact und solid aufgeführt sein soll.

Bekrönung. — Dieselbe besteht hauptsächlich aus einem Gesims, getragen von Kragsteinen und überragt von einer Brüstungsmauer. Die Kragsteine stehen 0,9 Meter auseinander (von Mitte zu Mitte), sind 0,35 Met. breit, 0,5 Met. hoch und stehen über die Stirnmauern 0,18 Meter vor.

Das Gesims tritt 0,25 Meter vor die Tragsteine vor und ragt um 0,1 Met. über die Schienenoberkante hinauf, so daß es innerhalb der Brüstung ein 0,55 Meter breites Trottoir bildet. Auf der verticalen Außenfläche befindet sich grobe Bossage, welche um 6 Centim. über die Kanten hervortritt, welche längs jeder Brückenöffnung zwei ununterbrochene Abfasungen bilden.

Die Brüstungsmauern treten gegen die Kante des Gesimses um 0,3 Meter zurück, stehen aber gegen die Stirnfläche des Gewölbes noch 0,15 Met. vor und bilden ein Geländer mit breiten ovalen Oeffnungen. Diese Mauern sind oben mit 0,05 Met. starken und 0,25 Met. hohen, äußerlich bossirten und ein continuirliches Band bildenden Decksteinen bedeckt.

Bei den Strebpfeilern ist die Brüstung voller ausgebildet. Das Gesims bildet nämlich auf dem Pilaster einen

von drei Consolen, die aus drei gewöhnlichen Kragsteinen übereinander bestehen, gestützten Vorsprung von 0,95 Meter und an Stelle des durchbrochenen Geländers tritt ein massives, aus Werkstücken mit markirtem Fugenschnitt aufgeführtes Mauerwerk, dessen Decksteine mit Kehle, Leiste und Plättchen versehen sind, und welches wirksam die langen gleichförmigen Linien der Brüstung unterbricht. Um diese Tragsteine zu halten, sind innerlich starke Werkstücken angebracht, deren Last auf den eingemauerten Enden der unteren Tragsteinschicht ruht.

Hiernach bilden die Brüstungsmauern der Brücke über jedem Bogen ein durchbrochenes Geländer, dessen ovalgeformte Oeffnungen schon in geringem Abstande von der Brücke durchsichtig erscheinen. Das Auge gewahrt daher über der inneren Laibung der Gewölbe nur eine geringe Menge massiven Mauerwerkes, besonders im Vergleich zu der Weite der Oeffnungen und der Höhe unter den Bögen, findet auch überhaupt in der gesammten Bekrönung eine schöne Harmonie mit der allgemeinen Anordnung der Brücke.

2. Capitel. Ausführung.

Baumaterialien. — Die Werkstücken und bearbeiteten Steine wurden aus den Steinbrüchen von Guendol bezogen, welche an den Ufern des Canals von Nantes nach Brest in 110 Kilom. Entfernung oberhalb des Viaductes und in der Umgegend von Rostrenen eröffnet wurden. Es bricht hier ein dunkelgrauer, feinkörniger, harter, homogener Granit, der sich sehr gut mit scharfen Kanten und fein bearbeiten läßt.

Die sichtbaren Köpfe der Werkstücken wurden in der Regel zwischen glatten Fasen gespitzt und erhielten da, wo sie hoch zu stehen kamen, vorspringende Bossirungen, um zu vermeiden, daß die glatt bearbeiteten Flächen gegen die übrige, in einfacher Rustik ausgeführte, Fläche auffallend abstächen.

Die bearbeiteten Bruchsteine zeigen nach Außen Flächen, die mit dem Hammer zugespitzt sind, aber trotz dieser scheinbar rohen Bearbeitung sind die Fugen accurat eingehalten und bearbeitet, so daß der Verband correct und fest hergestellt werden konnte.

Dabei sind alle Ecken des Bauwerkes, mögen es vortretende oder zurückspringende sein, mit Fasen versehen, welche längs derselben hinlaufen und welche nicht nur für die Versetzung der Steine sehr nützlich sind, sondern auch den Contouren des Bauwerkes eine große Bestimmtheit verleihen. Das eingemauerte Ende der bearbeiteten Steine beträgt 0,4, bei den Wölbsteinen sogar 0,5 Meter; aller vier oder fünf Steine ist ein Binder von 0,6 Meter eingelegt. Die Stärke der Schichten variirt von 0,24 bis 0,26 Meter.

Die horizontalen Fugen zwischen den Schichten sind auf 2 Centim. Stärke und die verticalen auf 1,5 Centim. gehalten, auch ist die Ausfugung stets 2 Centim. tief bewirkt worden.

Die gewöhnlichen Mauersteine sind lediglich aus dem Steinbruche zu Dinéault an dem Aulnefluß, in 14 Kilom. Entfernung unterhalb des Viaductes, entnommen worden. Hier steht ein compaktes und sehr hartes, aber in unregelmäßigen Steinen brechendes Hornblendegestein an, mit welchem der Mörtel außerordentlich gut bindet.

Den Sand bezog man von der Seeküste bei Quessant; er ist von mäßiger Gröbe und gänzlich granitisch.

Kalk wurde von Doué im Departement Maine und Loire, sowie von Echoisy im Charente Departement bezogen. Derselbe war nicht nur am Fabrikationsorte Gegenstand einer unausgesetzten Ueberwachung, sondern wurde auch in plombirten Säcken transportirt und nach der Ankunft strengen Proben unterworfen. Zu Pulver gelöscht hat dieser Kalk stets vorzügliche Resultate ergeben, indem er unter Wasser in höchstens zwei, drei Tagen fest wurde.

Für Bauwerke, wie den Aulne-Viaduct, hängt die Solidität des Mauerwerkes ganz besonders von der guten Ausführung und der Bindekraft des Mörtels ab; daher hielt man es für nöthig, da, wo die Belastung 6 Kilogr. pro Quadratcentimeter überstieg, das Cubikmeter Mörtel noch mit 100 Kilogr. langsam bindendem Portlandcement zu versetzen. Es ist dies auf die ganze Höhe der Pfeiler nöthig gewesen, denn es berechnet sich beispielsweise bei dem Pfeiler Nr. 6 die Belastung pro Quadratcentimeter

am obern Ende des Pfeilers zu	5,99	Kilogr.
an der Basis des Schaftes auf dem Sockel zu	8,76	„
an der Basis des Sockels zu	9,20	„
an der Basis des Fundamentes zu	7,34	„

Gründungen. — Die Gründung der sieben mittleren Pfeiler ist in Regie, diejenige der vier andern aber, sowie die der beiden Widerlagspfeiler durch Unternehmer ausgeführt worden, da bei letztern Arbeiten weder starke Wasserhaltung, noch schwierige Abdämmung oder dergl. zu erwarten standen.

Von diesen dreizehn Gründungen mußten drei (Nr. 3, 4, und 5) im Flusse Aulne selbst ausgeführt werden, es genügte aber für den dritten Pfeiler ein Fangdamm, um bei Halbfluth die Austiefung bis auf den gewachsenen Felsen bewirken und die zehn untersten Mauerschichten legen zu können. Dagegen waren bei den beiden andern Pfeilern ernstere Schwierigkeiten zu überwinden, da im offenen Strome bis zu 5,4 Meter unter den Spiegel des Wehres von Guily-Glas niedergegangen und gegen die Fluthen Sicherung gewährt werden mußte, die sich 2 Meter höher erheben.

Der Boden des Thales und der Gehänge besteht aus compacten Schiefern mit stark geneigten Schichten, die mit Bänken eines harten Dachschiefers und eines feinkörnigen Sandsteins wechsellagern. Zu oberst war eine Schicht Schlamm und Gerölle auszuheben und dann bis ins feste Gestein niederzugehen, da bei so schwer belasteten und so hohen Pfeilern natürlicherweise auf besonders tüchtige Fundamente gesehen

werden mußte. Demgemäß mußte man auch danach trachten, die Gründungen mittelst Wasserhaltung zu bewirken, und es wurde also, nachdem die lockern Schichten durch ausgedehnte Baggerung abgeräumt waren, für jeden Pfeiler ein hölzerner Caisson ohne Boden von 22,75 Met. Länge bei 10,6 Meter Breite und 6,9 Meter Höhe hergestellt. Die Wände dieses Caissons wurden vorher sorgfältig calfatert bis auf die untere Partie, deren unegale Ränder erst dem Gesteine angepaßt werden mußten.

Hier wurde die Dichtung dadurch bewirkt, daß nach der Niederlassung des Caissons zwischen die letzten beiden Gevierte vom Rahmhölzern verticale Abtreibepfähle dicht nebeneinander eingetrieben und äußerlich mit Hilfe des Skaphenders mit einem Lehmdamm umgeben und abgedichtet wurden (Fig. 1 u. 2, Taf. 5). Dieser Damm wurde durch Decken von getheerter starker Leinwand, welche am Caisson angenagelt und durch aufgelegte schwere Steine niedergehalten wurden, gegen die Wirkung der Strömung geschützt. Diese Arbeiten mußten mit großer Sorgfalt ausgeführt werden, sowohl was das Aufpassen des Caissons auf das feste Gestein, als auch was die Lehmrammelung auf dem Felsen und gegen die Wand des Caissons anlangt; diese Sorgfalt wurde aber durch vollkommenen Erfolg gekrönt, denn der Caisson war so dicht, daß zur Trockenhaltung der Grube nur die Ingangsetzung einer Pumpe auf zwei bis drei Stunden erforderlich war. Innerhalb dieses großen Fangdammes und hinter einem Wasserstande, der bisweilen 7 Meter betrug, hat man den Felsen bloslegen, absprengen und ebenen können, um solide Fundamente für die Pfeiler zu gewinnen, und hierauf sind die Fundamentmauern ohne Unterbrechung bis zum oberen Rande des Caissons (also bis zu 0,2 Meter über dem Hochwasserstande) aufgeführt worden.

Der am Aulne-Viaduct angewendete Caisson ist nach dem Vorbilde der von Desnoyers construirten und in den Annales des ponts et chaussées*) beschriebenen Caissons gebaut. Er ähnelt dem Caisson von der Creusebrücke darin, daß der angeschüttete Lehmdamm äußerlich angebracht ist, und dem Caisson vom Lorientviaduct in der Anwendung von Abtreibepfählen, welche nach Aufstellung des Caissons eingebracht worden sind, um die untere Kante herzustellen.

Um diese Caissons ohne große Schwierigkeiten und Gefahren an Ort und Stelle zu bringen, hat man, wie bei dem Caisson der Creusebrücke (Annales des ponts et chaussées 1849, 2. sem.), sie auf acht, untereinander zu einem etwas größeren Viereck verbundenen, Kähnen abgebunden. Die untersten Rahmhölzer wurden auf 16 starken Winkeln, welche an den Kähnen angebracht waren, gelegt, dann die Säulen und obern Rahmhölzer aufgestellt, und hierauf die Beplankung angenagelt und gedichtet. Beim Inswasserlassen der Caissons brauchte man nicht Winden, wie bei der Creusebrücke, sondern man konnte sich dabei einerseits der Gelegenheit bedienen, den Wasserstand mit Hilfe der Schleusen des Wehres von Guily-Glas herabzuziehen, und andererseits die Fluth benutzen, um den Wasserstand zu erhöhen. Als daher der Caisson fertig war, öffnete man die Schleusen und ließ das Wasser sinken, bis die Winkel, deren Länge nach den Unregelmäßigkeiten des Bodens bemessen war, und welche bis 2 Meter unter den Boden der Kähne hinabreichten, am Boden des Flusses aufsaßen. Dann wurden die Balken, mittelst deren die Winkel an den Kähnen befestigt waren, durchgeschnitten, was rasch und mit regelmäßiger progressiver Verschiebung der Gegengewichtsschienen nach der Mitte der Kähne bewirkt werden muß, worauf die Kähne frei wurden und der Caisson mit den Winkeln aufstand. Bei steigender Fluth tauchte nun der Caisson zunächst tiefer ein, bis er zu schwimmen begann, worauf man die Schleusen schloß und die Kähne so an den Caisson heranfuhr, daß derselbe am obern Ende gefaßt werden konnte. Es genügte dann, von jedem Kahne eine Partie Schienen wegzunehmen, um den Caisson etwas anheben und die Winkel abschlagen zu können. Um die Aufstellung des Caissons zu beendigen, wurden bei Fluthzeit die Schleusen geöffnet; wenn die Anker genau regulirt waren, so senkte sich mit der sinkenden Fluth der Caisson auf die gewünschte Stelle, worauf die Kähne losgemacht und abgefahren wurden.

Um die Caissons festzustellen, ist man sogleich zur Belastung mit Schienen geschritten, welche längs der Wände auf den in verschiedener Höhe angebrachten Querhölzern vertheilt wurden.

Es ergiebt sich hieraus, wie vortheilhaft die verschiedenen Wasserstände ausgenutzt werden konnten; es wurden alle Krahne und Winden erspart und die Handhabung der, mehr als 75 Tonnen wiegenden, sehr umfänglichen Masse konnte mit großer Leichtigkeit und so viel Sicherheit geschehen, daß sich nicht der geringste Unfall ereignet hat.

Die Kosten der Gründung eines Pfeilers berechnen sich, wie folgt:

Materialien und Arbeitslöhne für den Caisson	18476 Frs.
Baggerarbeiten, Lehmdamm und Ausgrabungsarbeiten	12862 „
Maurerarbeiten	25255 „
Apparate (Maschinen, Pumpen, Kähne, Krahne u. s. w.)	13443 „
Insgemein (Tagelöhner, Baugeräthschaftenzins, Aufsicht u. s. w.)	7798 „
Summa	77834 Frs.

Hierbei ist die Wasserhaltungs- und Baumaschinerie nicht blos mit ihrer Werthverminderung, sondern mit dem ganzen Anschaffungspreis in Ansatz gebracht. Andrerseits ist die

*) Jahrgang 1849. Bauten der Linie von Tours nach Poitiers; Jahrg. 1864. Gründung der Viaducte von Lorient und Quimperlé in der Bretagne.

Mauerung bis zur Höhe von 5,42 Met. (bis zur Abdeckung der Basis) berechnet, was mit der Oberkante des Caissons (5,4 Met.) fast genau stimmt und die Hochwasserlinie (5,20 Met.) nur wenig überschreitet. Wollte man aber diese Gründungen mit denjenigen des Viaductes von Quimperlé, Auray und Scorff vergleichen (vergl. Annales des points chaussées 1864), so dürfte man nur so viel von dem Fundamentmauerwerk rechnen, als unter Niedrigwasser liegt, welches hier durch die obere Schwelle der Schleuse Guily-Glas bei der Cote 0,02 Met. gegeben ist, und es wird dadurch obige Summe um 22798 Frcs., also auf 55036 Frcs. ermäßigt werden.

Die Fläche in der Ebene der untern Rahmhölzer beträgt 181 Qu.-Meter als die benutzte innere Fläche, während der Querschnitt der Mauerbasis (erste Schicht der behauenen Steine) 141 Qu.-Meter beträgt. Da die Höhe des Fundamentmauerwerkes 7,4 Meter beträgt, so entsprechen diesen beiden Flächen Volumina von 1339,40 und 1043,40 Cub.-Met. und es berechnen sich die Gestehungskosten pro Cubikmeter auf 41 und 53 Francs. Das sind die Preise, welche Desnoyers mit den Buchstaben A und B bezeichnet hat, und es ist überraschend, wie gut dieselben mit den bezüglichen Preisen vom Quimperlé- und Auray-Viaducte stimmen; diese Viaducte sind übrigens ebenso, wie der Aulne-Viaduct, mittelst Wasserhaltung fundirt worden.

Rüstungen und Aufzugsvorrichtungen. — Bei Brückenbauten betrifft eine der interessantesten Fragen die Wahl des Systems der Rüstungen und die Einrichtungen zum Herbeischaffen der Baumaterialien; diese Frage mußte hier um so wichtiger sein, da bedeutende Massen Mauerwerk aufzuführen waren und das Bauwerk eine bedeutende Höhe besaß.

Obwohl bezüglich der Rüstungen in der Hauptsache keine große Auswahl vorhanden ist, so werden durch die localen Verhältnisse mancherlei Varietäten hervorgerufen, deren Beschreibung bei den Berichten über die verschiedenen Brücken nicht fehlen darf, weshalb wir hierauf auch im Nachstehenden näher eingehen zu sollen glauben. Wir wollen zunächst den Bauplatz, die Laufbrücken und die Aufziehbrücken für die Pfeiler, dann die Lehrgerüste sammt Aufstellungsarbeiten und Verrückung der Dienstbrücken, endlich die Ausführung der Brückenbögen und Gewölbzwickel sammt den eigentlichen Aufzügen beschreiben.

Der Bauplatz des Aulneviaductes dehnte sich auf beiden Ufern des Stromes aus, besonders aber auf dem rechten. Alle Materialien wurden zu Wasser zugeführt, nämlich die rohen Bruchsteine, Sand und Kalk von unten herauf, behauene Steine und Werkstücken von oben her. Zum Ausladen der Kähne dienten acht Landebrücken und 7 feststehende Krahne mit laufendem Wagen. Eisenbahnen beförderten die Materialien nach den Magazinen, Werkstätten und Vorrathsplätzen.

Bis zu 10 Meter Höhe über den Erdboden wurden die Mauermaterialien blos per Hand und mittelst geneigter Aufläufe von 0,20 Neigung befördert, welche die Pfeiler umgaben. Von da bis zu der Höhe von ungefähr 27 Meter, d. i. bis zu 2 Meter unter den Gewölbanfängen, befolgte man nachstehendes Verfahren.

Die obern Enden der Pfeiler wurden durch hölzerne Brücken unter sich verbunden und die Materialien an beiden Enden des Viaductes mittelst Eisenbahnen zugeführt, welche allmälig an den Thalgehängen hinaufstiegen. Diese Laufbrücken trugen zwei durchgehende Geleise, die an jedem Ende des Viaductes in eine Drehscheibe endigten, um die Verbindung mit den am Thalgehänge liegenden Geleisen, von denen das eine zum Transport der vollen, das andere zum Hinablassen der leeren Wagen diente, herzustellen.

Auf den Rampen führten Pferde die Wagen zu, auf den Laufbrücken aber Menschen, und beim Herablassen der leeren Wagen bediente man sich der Bremsen. Die an den Thalgehängen in allmäligen Windungen hingeführten Eisenbahngeleise besaßen bis zu 0,065 Steigung, wenn sie zum Aufwärtstransport dienten, und bis zu 0,12 Abhang, wenn sie abwärts führten.

Da die Seeschifffahrt, welche bis Port Launay und selbst bis Châteaulin betrieben wird, nicht gestört werden durfte, so durfte nicht daran gedacht werden, die beiden Pfeiler 4 und 5, zwischen denen die Fahrstraße liegt, bei weniger als 30 Meter Höhe über dem Wasser, durch eine feste Holzbrücke zu verbinden. Daher wurde zur Bedienung des ersten Widerlagers und der vier ersten Pfeiler eine besondere Einrichtung nöthig, welche von derjenigen für die Pfeiler des rechten Ufers ganz unabhängig war; ebenso mußten doppelte Landebrücken und Krahne am Ufer, doppelte Kalkmagazine, Mörtelmühlen und Eisenbahnen in der Ebene, wie am Gehänge, angelegt werden, obwohl die Rampen des rechten Ufers für die Herbeischaffung der Materialien für 24 Maurer ausgereicht hätten.

Die Enden der Laufbrücken wurden durch Holzgerüste, welche an dem Mauerwerk angebracht waren, getragen und wenn mit der fortschreitenden Mauerung nur noch 0,6 Met. Zwischenraum zwischen der Dienstbrücke und den letzten Mauerschichten übrig blieb, so schritt man zur Hebung der Brücke mit Hilfe von vier Bauschrauben, stellte neue Böcke auf, bis die freie Höhe unter den Längsbalken 1,5 Met. betrug, und verband das Geleis wieder. Diese einfache Operation, welche einer Partie Maurer und Zimmerleute, (unterstützt von einigen Handlangern, übertragen war, wurde meist Sonntags, wo die Arbeiten ruhten, vorgenommen und in wenigen Stunden vollendet. (Vergl. Fig. 5, 6 u. 12, Taf. 5).

Die Lebhaftigkeit des Transportes auf den Geleisen der Dienstbrücke wurde wesentlich durch niedrige auf Rädern stehende Rahmengestelle unterstützt, welche als Rollwagen benutzt

wurden und sehr öconomische, nur wenig Platz wegnehmende, überall hinpassende Ausweichvorrichtungen darstellten.

Jedes Brückenjoch der Dienstbrücke bestand aus zwei Haupt-Gitterträgern, welche in halber Höhe die Brückenbahn trugen und also zugleich mit als Geländer dienten. (Fig. 5 und 6). Diese Hauptträger waren aus 20 Centim. breiten, 5 Centim. starken Pfosten gefertigt, welche mit der Neigung 5:4 und 0,63 Meter Abstand zwischen den Kanten durch 1 Centim. starke Schrauben unter sich verbunden waren. Die obere und untere Gurtung bildeten doppelte Rahmhölzer von 0,225 Met. Höhe und 0,130 Met. Stärke mit 2 Centim. starken Schrauben, und nachträglich wurden zur Verstärkung und gewissermaßen zur Verkämmung der Stöße zwischen den Hölzern der Gurtungen noch zwei Reihen ebenso starker Hölzer aufgelegt. Jede Laufbrücke berechnete sich auf nicht ganz 3000 Francs. Sie enthielt 23,70 Cub.-Met. Tannenholz und 1150 Kilogr. Eisen, wog im Ganzen 17,8 Tonnen (nämlich jeder Hauptträger 5300, die Brückenbahn sammt Versteifung 7200 Kilogr.) und konnte eine gleichförmig vertheilte Last von 10 Tonnen tragen, ohne daß die Hölzer mit mehr als 60 Kilogr. pro Qu.-Centimeter belastet waren.

Die Hauptträger standen von Mittel zu Mittel 3,95 Met. auseinander, und der lichte Zwischenraum von 3,4 Met. war von zwei Gleisen mit 0,8 Met. Zwischenraum und zwei Randwegen von 0,5 Met. Breite ausgefüllt. Die Brückenbahn war aus einfachen Bohlen von 0,22 Met. Breite und 8 Centim. Stärke, welche in die 1,34 Met. auseinanderstehenden Maschen des Gitterwerkes gesteckt waren, und darauf liegenden Pfosten von 6 Centim. Stärke gebildet. Unter dieser Brückenbahn waren sowohl verticale als horizontale St. Andreaskreuze angeordnet, um dem Bauwerk Steifheit zu geben und die Wirkung der Torsion und Seitenbiegung zu vermeiden. Ueberdies waren große unter 45° geneigte Streben von 5,5 Meter Länge aufgestellt, welche mit starken Eisenspitzen im Mauerwerk der Pfeiler fußten und die Hauptträger im Viertel ihrer Länge stützten.

Wir bemerken, daß die Laufbrücken in der Mitte der Länge nicht über 1,47 Met., und an den Enden nur 1,3 Met. Höhe besaßen, so daß die Geländer nur 57 bis 73 Centim. hoch wurden. Obwohl diese Höhen über dem Brückenbelag gering sind, so haben sie sich doch als ausreichend gezeigt und sind für die Mauerungsarbeiten sehr bequem gewesen. Die Plattformen der Wagen befanden sich nämlich, wenn Letztere bei einem in Bau befindlichen Pfeiler standen, etwa 0,30 Met. über den Gitterträgern, so daß blos Pfosten oder Rinnen gebraucht wurden, wenn die Materialien auf die Pfeiler hinabgelassen werden sollten, wobei durchschnittlich keine größere Höhe als 2,33 Met. in Betracht kam, auch nur wenig umfängliche und schwere Stücken zu bewegen waren.

Gegen Ende 1865 wurde die Mauerung der Pfeiler und Widerlager bis zu 2 Meter Höhe über den Bogenanfängen fertig; es wurden also im Winter von 1865 auf 1866 die Lehrbögen, die Rüstungen und die sonstigen zur Ausführung der Gewölbe und Gewölbzwickel erforderlichen Apparate aufgestellt.

Wenn wir zunächst die Lehrbögen betrachten, so ist im Allgemeinen zu bemerken, daß ihre Bedeutung mit der zunehmenden Weite der Gewölbe sehr wächst, besonders wenn man veranlaßt ist, eine Lehrbögenconstruction ohne weitere feste Stützpunkte, als die Widerlager der Gewölbe selbst, zu wählen.

Da nun hier die Bogenanfänge in 35 Met. Höhe über dem Boden zu liegen kamen, so konnte keine andere als eine Sprengwerksconstruction für die Lehrbögen in Frage kommen; um aber nicht zu viel einzelne Theile zu bekommen, was leicht zu Senkungen Anlaß giebt, hat man diese Bögen nach einer Construction abgebunden, bei welcher lange Bauhölzer verwendet werden. Dieselbe Construction ist bereits mit Erfolg bei dem Hennebont'schen Viaduct mit 22 Meter weit gespannten Gewölben zur Anwendung gekommen.

Für jeden Lehrbogen sind 105,70 Cub.-Met. Holz erforderlich, nämlich 81,90 Cub.-Met. für die sechs eigentlichen Bögen, 8,35 Cub.-Met. für die Zangen und St. Andreaskreuze der Querverstrebung, 5,15 Cub.-Met. für die Schwellen und Stielchen auf den Bogenanfängen und zum Ausrüsten und 16,30 Cub.-Met. für die Wölblatten und Knaggen. Auf die innere Oberfläche des Gewölbes vertheilt, entspricht diese Holzmenge einer Stärke von 0,35 Met. An Eisen sind für jeden Bogen 2040 Kilogr. gebraucht worden, nämlich 63 Kilogr. Blech, 1027 Kilogr. gewöhnliche Schrauben und 950 Kilogr. an Hängeisen mit Schrauben.

Die Haupttheile der Lehrbögen (Fig. 7, 8, 9, Taf. 5) sind vier große Streben, ungefähr 10 Met. lang, zwei Reihen Zangenhölzer, ca. 14 und 18 Meter lang, eine Säule und zwei Streben, außerdem die kleinen Streben, welche die Seiten des Polygons bilden und auf denen die kreisbogenförmig abgearbeiteten Lehren sitzen.

Die beiden Reihen Zangenhölzer bilden mit den dieselben kreuzenden Streben eine Art steifen Balken, welcher den von den Schenkeln des Gewölbes herrührenden Seitendruck aufnimmt und das Sprengwerk des oberen Theiles des Lehrbogens trägt, während er selbst mit seinen Enden auf den Hauptstreben und untersten Bogenstreben ruht.

Auf den Kämpfern wurde die Last der Lehrbögen von doppelten Schwellen getragen, zwischen welche während des Baues Bolzen und beim Ausrüsten Sandcylinder eingebracht wurden. Die untersten Schwellen ruhten ihrerseits auf sechs Schienen, welche durch die Pfeiler hindurchgesteckt waren und um 0,6 Met. auf jeder Seite hervorragten.

Da die Lehrbögen ganz aus Holz construirt waren, so trug man Sorge, zwischen die Bolzen und Schwellen, sowie an den Enden der großen Streben breite Stücken eichene

Pfoste unterzulegen; im obersten Theile der Bögen legte man sogar überall, wo die Holzfasern normal auf dem Schnitt zu stehen kamen, schwache Bleche dazwischen und zwischen die untersten Schwellen und die Eisenschienen wurden große Tafeln dickes Blech gelegt.

Wegen der Heftigkeit des Windes in der Höhe von 45 Meter über dem Boden mußte die Querverstrebung der Lehrgerüste eine sehr feste sein; es wurde dies mittelst sechs horizontaler Bänder und hauptsächlich mittelst dreier Andreaskreuze erreicht, wovon das eine vertical bei der Mittelsäule und die beiden andern unter 45° geneigt bei den großen Streben angebracht wurden.

Die aus 15 Centim. hohen, 10 Centim. starken Hölzern gefertigten Gewölblatten waren in 0,27 Met. Abstand angebracht und nicht mit Verschalung versehen, so daß man während des Baues die innere Laibung des Gewölbes sehen und von einigen auf die Zangenhölzer des Gerüstes gelegten Pfosten aus die Regelmäßigkeit des Verbandes der Wölbsteine beaufsichtigen konnte. Damit aber der Mörtel nicht aus den Fugen auslaufen konnte, wurden beim Wölben zwischen die Fugen der Gewölbsteine kleine quadratische, 2 Centim. starke Latten eingelegt, welche nach 24 Stunden wieder ohne allen Schaden weggenommen werden konnten.

Es konnten nicht alle Gewölbe des Viaductes gleichzeitig ausgeführt werden. Damit nun nicht zu merkliche Druckverschiedenheiten auf die Lehrbögen erzeugt wurden, so ist von dem Winkel von 30° an die Mauerung so geführt worden, daß bei zwei aufeinanderfolgenden Gewölben zwischen den versetzten Wölbsteinschichten höchstens eine Differenz von sechs Schichten stattfand. Das Gewölbe Nr. 12, welches zuerst geschlossen wurde, war also höchstens um 6 Schichten gegen das Gewölbe 11 und um 12 Schichten gegen das 10. Gewölbe voraus.

Als die unter 30° geneigte Gewölbsteinschicht erreicht war, wurde mit der Belastung der Scheitel der Lehrbögen begonnen, um der Formveränderung vorzubeugen, welche gemeiniglich durch das Gewicht der zwischen die Fugen von 30 und 50° fallenden Gewölbsteine hervorgerufen wird. Es geschah dies in der Weise, daß auf dem Scheitel mehrere Schichten behauene Steine aufgebracht wurden, deren Gewicht ungefähr dem Gewichte des Gewölbes auf 15° Bogen zu beiden Seiten des Scheitels entsprach. Diese Belastung erfolgte nach und nach und mußte vollendet sein, wenn das Gewölbe bis zu 40° heraufgewachsen war.

Während der Ausführung der Mauerung wurde durchschnittlich ein Setzen um 9 Centim. beobachtet. Nach Verlauf von durchschnittlich 24 Tagen, nach dem Schluß der Gewölbe, erfolgte die Ausrüstung derselben, wobei eine Senkung von 0,018 Met. beobachtet wurde; die Hälfte derselben möchte auf die langsame Zusammendrückung des Mörtels zu schieben sein, welche in der Zeit nach dem Ausrüsten erfolgt.

Die Aufstellung der großen Lehrbögen, welche gemeiniglich bei gesprengten Bögen sehr schwierig ist, wurde beim Aulne-Viaduct durch die Benutzung der Dienstbrücke sehr erleichtert. Zunächst schicken wir voraus, daß die Montirung der Hölzer im Niveau des Scheitels der Pfeiler und ihr Transport bis zum Verwendungspunkte, mit Hilfe der an dem Gehänge hinziehenden Eisenbahnen und der Laufbrücke bewerkstelligt wurde und die Ablagerung auf demjenigen Brückenjoche geschah, welches an das zu hebende anstieß. Die Aufstellung der Bögen begann also mit den mittleren, und endigte mit den äußeren Bögen.

Wie bereits oben erwähnt wurde, ist die Pfeilermauerung bis zu 2 Meter Höhe über den Bogenanfängen vollendet worden, wobei die untersten acht Wölbsteinschichten mit aufgemauert wurden. Es geschah dies, um den Lehrgerüsten festen Fuß zu schaffen und die Füße der großen Streben auf den Schwellen der Lehrgerüste zu stützen. Dann befand sich die obere Kante jeder Oeffnung der Dienstbrücke 4 Meter über den Bogenanfängen und 7 Meter unter dem Scheitel des Lehrbogens, also in einer Stellung, wo die Brücke der Aufstellung der Lehrbögen wirksame Unterstützung leisten konnte. Man legte nämlich auf die Brücke eine Bühne von 8 Centim. starken Hölzern, welche auf lange, 0,2 Meter im Quadrat starke, Schwellen genagelt waren, und befestigte diese Schwellen an den Gurtungen der Brücke mit Schrauben. Diese Bühne war 10,3 Meter breit und ragte also zu beiden Seiten um 1 Meter über die Hauptträger vor. (Fig. 10 u. 11, Taf. 5.)

Auf dieser Bühne stehend, und ohne alle Gefahr arbeitend, schoben die Zimmerleute an den aufzustellenden Lehrbogen ein fliegendes Gerüst, welches sie in Stand setzte, die zu verbindenden Hölzer gerade in der richtigen Höhe und unter der gewünschten Neigung darzureichen. Dieses fliegende Gerüst war ein Bock mit zwei 7 Met. von einander entfernten Säulen von 0,2 Met. im Quadrat, die durch Winkelbänder und Kreuzstreben in senkrechter Stellung erhalten wurden und mittelst vier Winkelbändern einen 14 Met. langen, 0,2 Met. im Quadrat starken Rahmen in 0,5 Met. Höhe über dem Scheitel des Lehrgerüstes trugen. Hieran konnten nun beliebig viele Flaschenzüge angebracht werden, mit deren Hilfe die Hölzer des Lehrbogens gehoben und in der für ihre Verbindung günstigsten Stellung erhalten werden konnten. Es bedurfte zu seiner Herstellung 3,2 Cub.-Met. Holz und 37 Kilogr. Eisen und wurde ebenso wie die Bühne dann wieder auseinander genommen, wenn nach der Aufstellung eines Wölbgerüstes zur nächsten Bogenöffnung vorgeschritten werden sollte, um dort eine neue Rüstung aufzustellen.

Nach Maaßgabe der Construction mußten die unteren langen Streben und die daran stoßenden Bogenstreben zuerst hingestellt werden, und dies geschah ohne Schwierigkeit, da ihre untern Enden zwischen die Schwellen des Lehrbogens und die Wand zu stehen kamen und dieselben drei Meter höher mittelst

Keilen gegen die Hölzer der Bühne gestützt werden konnten. Man legte nun die kurzen Hängesäulen der Gewölbfüße an und schritt hierauf zum Hängen des einen obern Zangenholzes, welches durch Schrauben an den bereits aufgestellten Streben befestigt wurde. So war bereits ein Trapez gebildet, dessen obere Seite dieses Zangenholz bildete, und auf welches nun die obere Säule und ihre beiden Streben aufgesetzt wurden. Diesen folgten die obern Bogenstreben, die untern Zangen u. s. w. Zwölf Mann brauchten zur Aufstellung eines Bogens fünf Stunden, und zur Aufstellung der ganzen Rüstung fünf effective Arbeitstage.

Es war vorgeschrieben, daß alle Bögen zugleich eingerüstet werden sollten, und die Ausführung ist hiervon auch nicht abgewichen, da die Weite der Bögen und ihre Höhe diese Vorsicht verlangte, und überdies die Schnelligkeit der Wölbarbeiten ohnehin nur die nochmalige Verwendung von drei Rüstungen gestattet hätte.

Nach Aufstellung der Wölbrüstungen wurde zur Indiehöhehebung der Laufbrücke bis über die obersten Rüsthölzer geschritten. Hierzu wurde jedes Joch der Laufbrücke zerlegt, bis auf die Hauptträger, welche beisammen gelassen wurden. Letztere schob man, einen nach dem andern, zur Seite über die Axe des anstoßenden Pfeilers, und hob sie dann bis in das beabsichtigte höhere Niveau. (Fig. 12, Taf. 5). Da nun jeder dieser Gitterträger über 5 Tonnen schwer und 26,5 Meter lang war, so würde diese Arbeit mühsam genug gewesen sein, hätten die Wölbrüstungen nicht ihrerseits als Stützpunkte benutzt werden können. Die Träger wurden zunächst um 0,8 Meter gehoben und hinten an einem Krahn aufgehangen, welcher auf den untern Zangenhölzern der beiden Nachbargerüste lief, während das Vordertheil mit Rollen auf der noch nicht abgetragenen Bühne der folgenden Oeffnung glitt. Zur zweiten Operation, der Hebung um 9 Met., wurden an den beiden Gerüsten, zwischen denen der Gitterträger gehoben werden sollte, Böcke befestigt, welche bei 3,5 Met. über den Scheiteln der Lehrbögen Kappen trugen, an denen Flaschenzüge aufgehangen wurden. Die Seile der Letztern wurden auf zwei Winden aufgewunden, wovon die eine auf dem vorhergehenden Brückenjoche (welches eben in die Höhe gewunden worden war), die andere auf dem nachfolgenden, noch in seiner früheren, um 9 Met. tiefer liegenden Stellung befindlichen Brückenjoche, aufgestellt war. Wenn einmal die Hebung der Gitterträger bewirkt war, so hatte dann die weitere Herstellung des Laufbrückenjoches über den Lehrbögen keine Schwierigkeiten mehr.

Von dieser, über den Lehrbögen schwebenden, Laufbrücke aus mußte nun die Herablassung der Materialien für die beim Wölben beschäftigten Arbeiter mittelst Krahnen und Laufkrahnen bewirkt werden, da die Höhe der Laufbrücke über den Arbeits- und Depotplätzen zu bedeutend war. Auf Letzterer waren zu dem Ende zwei Schienenstränge auf den Hauptträgern selbst angebracht worden.

Bei Beginn dieser Bauperiode dienten die mit Pferden betriebenen Rampen, welche am rechten Aulnethalgehänge angebracht waren, zur Herbeischaffung der Baumaterialien; es schien aber bald die verticale Förderung mit Dampf vorzüglicher und es wurde daher einerseits auf dem festen Boden unter dem siebenten Brückenbogen eine sieben- bis achtpferdige Dampfmaschine, andererseits auf der Laufbrücke eine hölzerne Bühne von 4,5 Met. Breite aufgestellt, welche über die Hauptträger um 3 Meter ungefähr vorsprang. Diese Bühne war im vorspringenden Theile mit vier 1,5 Met. breiten und 1,6 Meter langen Oeffnungen versehen, deren Thüren nur bei der Passage der Gefäße geöffnet wurden. (Fig. 5, 6, 7, Tafel 4.)

Eine in 1,5 Meter Höhe über dem Boden gelagerte 8 Centim. starke Welle, welche durch die Dampfmaschine getrieben wurde, betrieb die beiden Ketten des Aufzuges; diese bildeten aber zwei getrennte, und zwar in rechtwinklig zur Länge des Viaductes stehenden und um 1,8 Meter von einander entfernten Ebenen liegende Systeme.

Jede der beiden, ungefähr 170 Meter langen, aus 15 Millim. starkem Eisen gefertigten und 5 Kilogramm pro laufendes Meter wiegenden Ketten, griffen mit ihren Gliedern in ein mit Vertiefungen und Vorsprüngen versehenes Kettenrad nach Barbotin's Construction, welches auf der liegenden Welle saß. Nachdem sich diese Ketten um die Rollen gelegt hatten, stiegen sie vertical in die Höhe und trennten sich in 51,4 Met. Höhe nach verschiedenen Seiten, um in die Rinne gewöhnlicher Rollen zu gelangen, welche bei 4,2 Meter Höhe über der Bahn der Laufbrücke hingen. Durch Leitrollen wurden die Seile und die daran hängenden Gefäße gerade über zwei von den beweglichen Thüren der Bühne des Aufzuges geleitet, und die beiden Ketten dienten sich als Ausgleichung, indem das eine Ende mit der Last hinaufging, während das andere Ende mit dem leeren Gefäße hinunterging. Diese Bewegungen wechselten im Uebrigen ab.

Die Gefäße hingen in den Winkeln an kurzen, 3 Met. langen Ketten, über denen 400 Kilogr. schwere Gegengewichte an der eigentlichen Aufziehkette aufgehangen waren. Letztere hatten die Bestimmung, diejenige Kettenhälfte, an welcher das leere Gefäß hing, zu spannen, da sonst das Gegengewicht der 50 Meter langen Kette das Niedergehen des leeren Gefäßes gehindert, die Kette aus der Kettenrolle herausgehoben und die ganze Verrichtung des Aufzuges gestört haben würde. Zwischen der Dampfmaschine und der liegenden Welle mit den beiden Kettenrollen gab es noch einige Zwischenmechanismen, welche zur Regulirung der Geschwindigkeit der Ketten dienten. Es wurden durch die beiden Ketten ungefähr 2000 Kilogramm Nettolast befördert, und die Geschwindigkeit betrug ungefähr 18 Centimeter pro Secunde.

Wenn die Bewegung in umgekehrter Richtung vor sich gehen sollte, so ließ der Maschinist auch die Dämpfe entgegengesetzt einströmen, und sollte die Uebertragung der Bewegung von der Maschine auf die Seile unterbrochen werden, so wurde ein Ausrückhebel bewegt, welcher den treibenden Riemen auf eine lose Rolle laufen ließ. Um den Aufzug anzuhalten, drückte der Maschinist auf den Hebel eines innerlich mit Holz gefütterten Bandbremses, der um eine auf der Welle der beiden Seilräder sitzende große Bremsscheibe gelegt war.

Wenn die aufsteigende Last sich etwas über das Niveau der Laufbrücke erhoben hatte, rückte der Maschinist mit der einen Hand die Betriebswelle aus und zog mit der andern den Brems an. Man schloß nun die Klappen des Aufzuges, fuhr kleine Wagen unter die beladenen Gefäße, ersetzte diese durch leere Gefäße und öffnete wieder die Klappen, worauf durch Umsteuerung der Dampfmaschine der Niedergang der leeren Gefäße und der Aufgang einer neuen Ladung Baumaterialien bewirkt wurde.

Als Hauptvorzug der Rüstungen des Aulne-Viaductes ist die Einfachheit der Construction der dort angewendeten Laufbrücke, ihre unausgesetzte Benutzung in allen Perioden des Baues und die Leichtigkeit ihrer Versetzung hervorzuheben. Da gegen die Zweckmäßigkeit weit gespannter Oeffnungen hauptsächlich der Einwand erhoben zu werden pflegt, daß die Lehrgerüste und sonstigen Rüstungen dabei sehr complicirt und schwierig ausfielen, so schien es uns nützlich, das System von Lehrbögen zu beschreiben, welches beim Aulneviaducte angewendet wurde, sowie diejenigen Hilfsmittel, deren sich die Unternehmer beim Bau bedienten.

Zeit der Ausführung. — Die Arbeiten wurden am 18. März 1864 vergeben. Während dieses Jahres sind Vorräthe herbeigeschafft und sieben Pfeiler, darunter zwei Flußpfeiler, gegründet worden. Im Jahre 1865 wurden die Gründungsarbeiten beendigt und alle Pfeiler, sowie die Widerlager, bis zu den Kämpfern aufgeführt. Endlich sind im Jahre 1866 sämmtliche Brückengewölbe geschlossen und alle Arbeiten bis auf die Brüstungsmauern beendigt worden. Demgemäß hat der Bau dieses Viaductes nahezu drei Jahre Zeit gekostet.

3. Capitel. Allgemeine Angaben.

Dimensionen, Flächen und Mauermassen der Viaducte des bretonischen Eisenbahnnetzes. — Wir entlehnen einem speciellen Berichte des Herrn Desnoyers sehr interessante Data und allgemeine Notizen nicht blos über den Aulneviaduct, sondern auch über die Viaducte von la

(1)	Name des Viaducts. Aulne. (2)	Doujine. (3)	Daoulas. (4)	Gesammte Viaducte von Châteaulin nach Landerneau. (5)	Gesammte Viaducte von Nantes nach Châteaulin. (6)
(1) Totale Länge in Metern	357,00	222,00	357,00	936,00	701,60
(2) Zahl der Wölbbögen	12	9	15	36	35
(3) Größte Höhe in Metern vom Grund bis zu den Schienen	54,00	41,60	38,10	44,57	27,98
(4) „ „ „ „ vom Erdboden bis zu den Schienen	49,30	40,80	37,50	—	—
Fläche in Quadrat-Metern.					
(5) Oeffnungen	9740	4460	7565	21765	10465
(6) Mauerwerk	4570	2345	3710	10625	6135
(7) zusammen	14310	6805	11275	32390	16600
(8) Verhältniß der Oeffnungen zum Mauerwerk	2,13	1,90	2,04	2,05	1,71
(9) mittlere Höhe in der Ansicht in Metern	40,08	30,65	31,58	34,61	23,66
Volumen des Mauerwerkes in Cubik-Metern.					
(10) Fundamente	7455	5280	7785	20520	8100
(11) Ueber der Erdoberfläche	42035	19680	31815	93530	52837
(12) zusammen	49490	24960	39600	114050	60937
(13) Volumen pro Quadrat-Meter Ansicht (ohne Fundament)	2,94	2,89	2,82	2,89	3,18
(18) „ „ „ „ (mit Fundament)	3,46	3,67	3,51	3,52	3,67

Doufine und Daoulas, sowie über die übrigen gewölbten Viaducte auf der Bahn von Nantes nach Châteaulin (Auray, Hennebont, Quimperlé und Châteaulin). Siehe vorstehende Tabelle.

Es ist hierzu zu bemerken, daß die Fläche der Ansicht gerechnet ist auf die Höhe von der Erdoberfläche bis zu den Schienen, während sonst oft die Brüstungsmauern und die Fundamente mit eingerechnet werden.

Vergleicht man unter den drei Viaducten gleicher Bauart, welche in Columne 2 bis 4 aufgeführt sind, den ersten mit dem dritten, welcher genau ebenso lang ist, so sehen wir, daß bei dem ersten das Verhältniß der Oeffnungen zu dem vollen Mauerwerk größer ist, als bei dem letzten, was die Folge seiner beträchtlich größern Höhe ist. Das Volumen des Mauerwerkes, bezogen auf das Quadrat-Meter Ansichtsfläche (Zeile 14), ist dagegen bei dem ersten kleiner, als bei dem dritten Viaducte, es muß jedoch, wegen der Ungleichheit der Fundamente, an diesen Ziffern eine kleine Correction gemacht werden. Summirt man das totale Volumen der Fundamente der drei Viaducte (10. Zeile) = 20520 Cubik-Meter und vertheilt man dasselbe auf die totale Länge von 936 Meter, so erhält man 21,92 Cub.-Meter, und wenn man diese Ziffer mit der mittleren Höhe des Aulne-Viaductes vergleicht, so ergiebt sich für dieses Bauwerk die Ziffer 0,55 Cub.-Meter pro Quadrat-Meter, anstatt 0,52 Cub.-Meter, was die Differenz zwischen den Zahlen 2,94 und 3,46 der zweiten Columne in Zeile 13 und 14 ist, so daß letztere Ziffer um 0,03 zu vermehren ist. Dagegen findet man auf demselben Wege, daß für den Daoulas-Viaduct die Ziffer 3,51 Cub.-Meter festzuhalten ist. Hätten also diese beiden Viaducte gleiche Fundamente gehabt, so wäre auch das Volumen pro Quadrat-Meter Ansicht ziemlich genau dasselbe gewesen (3,49 und 3,51 Cub.-Meter); ersterer Viaduct hat zwar im Verhältniß mehr Oeffnung, als letzterer, aber die Mauerfläche stellt sich dadurch größer, daß das Geläuft der Pfeilerköpfe stärker ist und auf größere Höhe zur Geltung kommt. Trotz der großen Differenz, welche zwischen den größten (49,3 und 37,5), sowie zwischen den mittleren (40,08 und 31,58) sichtbaren Höhen

	Viaduct			Gesammte Viaducte	
	Aulne. (1)	Doufine. (2)	Daoulas. (3)	zwischen Châteaulin und Landernau. (4)	zwischen Nantes und Châteaulin (5)
1. Specielle Kosten in Francs.					
(1) Fundamente	336000	185000	226000	747000	749975
(2) Pfeiler und Widerlager bis zu den Kämpfern	955000	405000	640000	2000000	740696
(3) Gewölbe und Mauerwerk zwischen Kämpfer und Gesims	622000	333000	487000	1442000	740704
(4) Gesims und Brüstungen	120000	65000	93000	278000	144931
(5) Lehrgerüste	95000	50000	92000	237000	148173
(6) Zugänge und Accessorien	37000	32000	37000	106000	37221
(7) Summe der Kosten für das Bauwerk ohne Fundament	1829000	885000	1349000	4063000	1811725
(8) „ „ „ „ „ „ „ mit „	2165000	1070000	1575000	4810000	2561700
2. Kosten pro laufendes Meter.					
(9) Bauwerk ohne Fundament	5123	3986	3779	4341	2582
(10) „ mit „	6064	4820	4412	5139	3651
3. Kosten pro Quadrat-Meter Ansichtsfläche.					
(11) Bauwerk ohne Fundament	128	130	120	125	109
(12) „ mit „	151	157	140	149	154
4. Kosten pro Cubik-Meter Mauerwerk.					
(13) Bauwerk ohne Fundament	44	45	42	43	34
(14) „ mit „	44	43	40	42	42

dieser beiden Viaducte stattfindet, ergiebt sich also doch nur eine sehr unbeträchtliche Differenz bezüglich des Mauervolumens pro Quadrat-Meter Ansichtfläche.

Vergleichen wir jetzt den Doujine- und den Daoulas-Viaduct, deren Höhe wenig verschieden ist, deren Längen sich aber wie 5:8 verhalten, so sehen wir, daß das Verhältniß der Oeffnungen zur vollen Fläche bei ersterem Viaduct 1,90, bei letzterem 2,04 beträgt. Dies liegt darin, daß bei dem Daoulas-Viaduct der Einfluß der 11 mittleren Bögen sehr vorwiegend ist vor der Masse der beiden Widerlagspfeiler und vier äußeren Bögen, wogegen beim Doujine-Viaduct nur 5 Mittelbögen mit großen Höhen vorhanden sind.

Kosten. — Die Vertheilung der gesammten Kosten der Viaducte auf ihre Haupttheile, sowie die Kosten pro laufendes Meter und pro Quadrat-Meter der Ansichtsfläche und pro Cubik-Meter Mauerwerk zeigt vorstehende Tabelle.

Die in dieser Tabelle aufgeführten Kosten umfassen nicht blos die an Unternehmer gezahlten Beträge nach Abzug verschiedenen Rabattes, sondern auch die Kosten, welche bei den in Regie ausgeführten Arbeiten erwachsen sind, Aufsichts-, Materialienbeschaffungskosten u. s. w.

Die Tabelle zeigt, daß bei den letzten drei Viaducten nur sehr geringe Unterschiede in den Kosten pro Cubik-Meter Mauerwerk existiren.

Belastungen. — In folgendem Täfelchen sind die Belastungen in Kilogrammen pro Quadrat-Centimeter aufgeführt, welche die verschiedenen Theile der Bauwerke, sowie die Fundamente erfahren. Dabei ist das Gewicht des Cubik-Meters Mauerwerk zu 2400 und Ballast zu 1800 Kilogramm angesetzt, auch ist das Gewicht der Brüstungen nicht mit berücksichtigt.

Die stärksten Drucke finden in der Basis der Schäfte und Sockel statt; sie sind wesentlich höher, als die sonst übliche Belastung von 6 Kilogramm pro Quadr.-Centim. Es ist aber, wie bereits oben bemerkt wurde, bei dem mit mehr als 6 Kilogr. belasteten Mauerwerk zu dem Mörtel pro Cubikmeter ein Zusatz von 100 Kilogr. Portlandcement gegeben worden, und obwohl nicht untersucht worden ist, um wieviel dadurch die Tragfähigkeit des Mauerwerkes erhöht worden sein möge, so scheint dieser Zusatz doch völlig hinreichend zu sein.

	Viaducte			Gesammte Viaducte	
	Aulne.	Doujine.	Daoulas.	zwischen Châteaulin und Landernau.	zwischen Nantes und Châteaulin.
Obertheil des Schaftes . . .	5,99	5,39	5,69	5,69	5,75
Basis des Schaftes	8,76	7,71	7,69	8,05	7,30
Basis des Sockels	9,20	8,04	7,98	8,41	6,52
Basis des Pfeilerfußes . . .	7,39	6,80	6,69	6,96	—
Fundamentsohle	7,34	6,69	6,50	6,50	6,08

Notizen über einige andere Viaducte. — Aus der Zahl der größeren in Frankreich ausgeführten Viaducte nehmen wir den Morlaix-, Chaumont-, Dinan- und Comelle-Viaduct, welche sämmtlich bezüglich ihrer Construction, Größe und Ausführung eine gerechte Berühmtheit genießen, heraus, um Vergleichungen anzustellen. Wir beschränken dieselben aber auf die mittleren Bögen, um den Einfluß der Widerlager und äußeren Bögen zu beseitigen, der, wie wir bei den Doujine- und Daoulas-Viaducten gesehen haben, bei Viaducten von gleicher Höhe, aber ungleicher Länge, leicht fühlbar wird.

Bei den in nachstehender Tabelle angeführten Ansichtsflächen ist die Höhe von der Bodenfläche bis zur Schienen- (oder Straßen-) Höhe und die Länge von Mittel zu Mittel der in Betracht gezogenen Pfeiler gerechnet. Beim Morlaix-Viaducte handelt es sich um die Bögen 9, 10 und 11, oder die Pfeiler 9 und 10 und die halben Pfeiler 8 und 11. Beim Chaumont-Viaduct besteht die Länge aus den fünf Bögen 31 bis 35, den vier Pfeilern 31 bis 34 und den halben Pfeilern 30 und 35. Beim Aulne-Viaduct sind die sechs auf einander folgenden Bögen 4 bis 9, die Pfeiler 4 bis 8 und die halben Pfeiler 3 und 9, beim Dinan-Viaduct die drei großen Bögen 4 bis 6, die beiden Pfeiler 4 und 5 und die Hälften der Pfeiler 3 und 6 und beim Comelle-Viaduct ist der einzige Bogen Nr. 8 nebst den Hälften der beiden zugehörigen Pfeiler in Betracht gezogen worden.

Für die mehretagigen Viaducte, wie der Morlaix- und Chaumont-Viaduct, ist die Fläche der unteren Bögen zu der Ansichtsfläche des Mauerwerkes geschlagen worden, jedoch reducirt in dem Verhältniß der Breite der unteren Gewölbe zu der Länge der Pfeiler in ihrer Höhe. So beträgt beispielsweise beim Chaumont-Viaduct die verticale Fläche eines unteren Gewölbes 16,95 Quadrat-Meter, es ist dafür aber nur 4,10 Quadr.-Meter angesetzt worden, weil die Breite des Gewölbes

	Namen der Viaducte.				
	Morlaix.	Chaumont.	Aulne.	Dinan.	Comelle.
(1) Länge in Metern	60,00	59,75	160,80	60,00	21,70
(2) Größte Höhe in Metern	56,62	49,00	49,32	41,30	38,00
(3) Mittlere Höhe in Metern	56,54	46,35	48,89	39,63	37,73
(4) Ansichtsfläche in Quadr.-Metern	3393	2769	7863	2377	819
(5) Fläche des Mauerwerkes in Quadr.-Metern . . .	1251	733	2202	720	201
(6) Fläche der Oeffnungen in Quadr.-Metern	2142	2036	5661	1657	618
(7) Verhältniß der Oeffnungen zum Mauerwerk . . .	1,71	2,78	2,57	2,30	3,07
Volumen in Cubikmetern.					
(8) Mauerwerk ohne Fundament	16592	7159	22325	6102	1697
(9) Mauerwerk sammt „	19483	8126	25813	7839	1864
(10) Volumen pro Quadr.-Meter Ansichtsfläche ohne Fundamente	4,89	2,39	2,84	2,57	2,07
(11) Volumen pro Quadr.-Meter Ansichtsfläche mit Fundamenten	5,74	2,93	3,28	3,30	2,28
(12) desgl. unter Annahme gleicher Fundamente	5,40	3,21	3,42	3,29	2,83

3 Meter, die Länge des Pfeilers in der Höhe der Gewölbe 12,39 Meter beträgt und 12,39 : 3 = 16,95 : 4,1.

Der blos für die Kaiserstraße Nr. 176 erbaute Dinan-Viaduct, welcher nur 6,75 Meter Breite zwischen den Stirnen besitzt, während bei den andern Viaducten 8,26 Meter mittlere Breite vorhanden sind, hat auf letztere Breite umgerechnet werden müssen, um zum Vergleich beigezogen werden zu können.

Als Hauptresumée der Vergleichung können die Zeilen 7, 10 und 11 gelten und man sieht daraus, daß starke Differenzen vorhanden sind, was theils in der verschiedenen Höhe dieser Viaducte (56,54 bis 37,73 Meter), theils in den verschiedenen Fundirungskosten begründet sein mag. Man kann Letztere annähernd dadurch eliminiren, daß an Stelle der Volumina der 11. Zeile die aus der 10. Zeile entnommenen und um einen, aus den Fundamenten der vier ersten Viaducte berechneten, mittleren Satz vermehrten Volumina gesetzt werden. Der Comelle-Viaduct muß außer Acht bleiben, weil er auf Pfahlrost gegründet ist. Die Rechnung giebt 28,56 Cubik-Meter pro laufendes Meter, oder beziehentlich 0,51, 0,62, 0,58, 0,72 und 0,76 Cubik-Meter pro Quadrat-Meter Ansichtsfläche der fünf Viaducte, was zu dem Volumen der 10. Zeile zu addiren ist. Es treten dann an Stelle der Zahlen der 11. Zeile die Zahlen, 5,40, 3,21, 3,42, 3,29, 2,83, welche wenigstens weniger Differenz zeigen, als die Zahlen der 11. Zeile vorstehender Tabelle. Bei alledem bleiben die Differenzen noch so groß, daß sie nicht allein durch die Verschiedenheit der Höhe erklärt werden können; vielleicht sind sie lediglich in den verschiedenen Methoden und Grundsätzen begründet, wonach die Erbauer die Widerstandsfähigkeit und Stabilität dieser Werke berechnet haben.

Die Frage über die Widerstandsfähigkeit und Stabilität derartiger Bauwerke ist ziemlich complicirt und schwierig; wir wollen hier nur eine Seite derselben berühren.

Denkt man sich, daß, ähnlich wie bei den eisernen Brücken, welche bei mehr als 20 Meter Länge, vor der Uebergabe zum Betrieb einer bis zu 4 Tonnen pro laufendes Meter jedes Gleises steigenden Probebelastung unterworfen werden, auch die gewölbten Viaducte einer solchen Probe ausgesetzt würden, und daß die aufgebrachte Last nur auf einem Theile des Viaductes aufgebracht würde und mit der Axe eines Pfeilers abschnitte, so werden die Gewölbe der Bögen zu beiden Seiten des Pfeilers nicht denselben Druck erfahren, es wird also auch keine gleichförmige Vertheilung der Drucke in jedem horizontalen Querschnitte der Pfeiler stattfinden, sondern es wird diejenige Seite des Pfeilers, welche nach dem belasteten Gewölbe hinliegt, stärker in Anspruch genommen sein, als die andere Seite und die Stärke dieser Inanspruchnahme kann als Maßstab gelten für den einem solchen Viaducte zukommenden Grad von Widerstandsfähigkeit und Stabilität.

Einfluß der Belastungen. — Betrachte man beispielsweise den fünften Pfeiler des Aulne-Viaductes mit den beiden anstoßenden halben Gewölben (Fig. 13, Taf. 5). Vor der Aufbringung der Last S waren die Drücke in B und D gleich, so daß sich der Mittelpunkt des Druckes der ganzen

Masse in der Verticalen durch den Punkt C befand. Derselbe wird aber in Folge der Last S um 0,227 Meter nach dem linken Bogen zu verrückt, da der Schwerpunkt dieser 8.13,4 = 107 Tonnen betragenden Last im Abstande von 6,7 Meter von der Axe des Pfeilers liegt, und das Gewicht des Volumens ABCDA 3052 Tonnen beträgt, also die Verrückung gefunden wird aus der Gleichung

$$6{,}7 \cdot \frac{107}{3052 + 107} = 0{,}227 \text{ Meter.}$$

Nun wird weiter die durch Belastung mit 8 Tonnen pro laufendes Meter erzeugte Vermehrung des Druckes gefunden durch Multiplication mit dem Krümmungsradius der Drucklinie im Scheitel*), wofür wir den Radius der innern Laibung des Gewölbes, also 11 Meter einsetzen wollen. Man erhält also annähernd eine Druckvermehrung von 8.11 = 88 Tonnen, welche als bei 0,6 der Gewölbstärke im Schlußstein wirkend angesehen werden kann, wenn man die kleinen Bewegungen berücksichtigt, welche beim Ausrüsten beobachtet worden sind. Wird hiermit das Gesammtgewicht von 3159 Tonnen combinirt, so findet man, daß im Niveau der Kämpferlinie der Mittelpunkt des Druckes eine Verschiebung um 0,324 Meter nach rechts erfährt. Denn die Höhe des Punktes D über dieser Linie beträgt 11,63 Meter und die Verschiebung ist also zu setzen

$$x = 11{,}63 \cdot \frac{88}{3159} = 0{,}324 \text{ Meter.}$$

Somit beträgt endlich die definitive Verrückung des Mittelpunktes des Druckes 0,324 — 0,227 = 0,097 Meter nach der rechten Seite der Axe des Pfeilers.

Mit Hilfe dieser Größe gelangt man nun zur Kenntniß der Vertheilung der Drücke im Querschnitte A. Der Querschnitt des Pfeilers ist in Fig. 14 dargestellt. C ist der Mittelpunkt, O der Angriffspunkt des Druckes, $OC = \zeta$ = 0,097 Meter und der mittlere Druck P_m = 6,39 Kilogr. pro Quadrat-Centimeter. Sei P_g der größte und P_k der kleinste Druck, welche in den Punkten m und n stattfinden, so giebt die gewöhnliche Formel für ein nach Art von Fig. 14 gestaltetes Rechteck

$$P_g - P_m - P_k = 3 P_m \zeta \frac{2{,}40(2{,}40 \cdot 9{,}242 + 2 \cdot 1{,}20 \cdot 0{,}714)}{(2{,}40)^3 \cdot 9{,}242 + 2 \cdot (1{,}20)^3 \cdot 0{,}714} = 0{,}847 \text{ Kilogr.}$$

Es betragen somit die Drücke in den Kanten m und n 7,46 Kilogr. im Maximum und 5,76 Kilogr. im Minimum.

Nach diesen Formeln sind die Maximaldrücke für den Fall einer einseitig aufgebrachten Probebelastung nicht nur für den Aulne-Viaduct in verschiedenen Höhen, sondern auch für die übrigen Viaducte berechnet worden, wobei für den Aulne- und Morlaix-Viaduct, die in Granitbruchstein ausgeführt sind, 2400 Kilogr. pro Cubik-Meter Mauerwerk, für den Dinan-Viaduct aus Granitwerkstücken 2550 Kilogr., für den Chaumont-Viaduct aus regelmäßig behauenem Kalkstein 2200 Kilogr., und für den aus Kalksteinen gebauten Comelle-Viaduct 2100 Kilogr. Gewicht pro Cubik-Meter zu Grunde gelegt wurden.

Hiernach fanden folgende Maximaldrücke statt:

20,48 Kilogr. beim Chaumont-Viaduct in der Basis des Pfeilerschaftes der obersten Etage,

18,20 Kilogr. beim Dinan-Viaduct in der Basis des Sockels,

13,16 „ „ Aulne-Viaduct „ „ „ „ „

11,91 „ „ Comelle-Viaduct am Fuße des Pfeilerschaftes,

11,30 Kilogr. beim Morlaix-Viaduct am Fuße des Pfeilerschaftes der obersten Etage.

*) Die Herren Michel und Darcel haben für den Druck die Formel P = Rp gegeben, worin P den Druck, R den Krümmungsradius der inneren Wölblinie im Scheitel vermehrt um die halbe Gewölbstärke und p das Gewicht pro Quadrat-Meter des Gewölbes im Scheitel incl. des Gewichtes des Mauerwerkes bedeutet (Annales des ponts et chaussées, 1855, 1. sem. S. 253). Dies bezieht sich auf die großen Seinebrücken in Paris, im vorliegenden Falle ist aber für R einfach der innere Wölbradius zu nehmen.

Meistentheils werden die wirklichen Drücke geringer sein, denn die wirklichen Vorgänge sind nicht so einfach, als bei obigen Ableitungen vorausgesetzt wurde. Zunächst ist nämlich dabei angenommen, daß die Gewölbzwickel bei der Uebertragung des Druckes und für die Widerstandsfähigkeit des Bauwerkes ohne Einfluß seien, während doch wohl anzunehmen ist, daß ein Theil der Belastung durch die Gewölbzwickel, die Entlastungsgewölbe und ihre Widerlagsmauern auf den benachbarten Bogen übertragen werden wird. Auch wird, namentlich bei den hohen Pfeilern der Viaducte, durch den seitlichen Verband zwischen den Steinen eines gut ausgeführten Mauerwerkes und durch die mehr oder minder große Compressibilität der Materialien der Druck in einem gewissen Grade modificirt, seine Unegalität ausgeglichen und ein Theil der auf anderen Theilen ruhenden Last auf die minder comprimirten Massen übertragen.

Stabilität der Pfeiler bei der aufgelegten Belastung. — Man hat nicht nöthig, die Größe der Drücke und die Widerstandsfähigkeit der Viaducte zu ermitteln, um die Stabilität der Pfeiler, bezüglich des durch eine aufgelegte Belastung erzeugten größeren Schubes, zu finden, es genügt hierzu die Aufstellung des Verhältnisses zwischen dem Moment der Belastung und demjenigen des vermehrten Schubes in Bezug auf die am stärksten belastete Kante. Auf diese Weise wurden die geringsten Stabilitätscoefficienten für die mehrerwähnten Bauwerke ermittelt, wobei sich folgende ergeben haben:

1,67 beim Chaumont-Viaduct in der Basis des Pfeilerschaftes der obersten Etage,

2,72 beim Comelle-Viaduct in der Mitte des Pfeilerschaftes,
5,00 „ Dinan-Viaduct in der Basis des Pfeilerschaftes,
6,38 „ Aulne-Viaduct in der Basis des Pfeilerschaftes,
7,82 „ Morlaix-Viaduct in der Mitte des Pfeilerschaftes der obersten Etage.

In dieser Aufstellung befinden sich die genannten Viaducte nicht mehr in der nämlichen Ordnung, wie oben. Diese Ziffern zeigen, wie die Stabilität des betreffenden Viaductes abnehmen würde, wenn der additionelle Druck wüchse, und man sieht, daß die Querschnitte der Maximaldrücke nicht genau denjenigen der geringsten Stabilität entsprechen.

Bruch eines Gewölbes. — Um die Vergleichung bis zum extremen Fall zu treiben, denken wir uns, es sei einer der Bögen der Viaducte bei dem Winkel von 30° über dem Anfang des Gewölbes gebrochen, und berechnen den Maximaldruck und Stabilitätscoefficienten für einen Nachbarbogen, wobei wir denselben Weg einschlagen, wie bei dem vorher betrachteten Falle einer aufgebrachten Belastung von 8 Tonnen pro laufendes Meter.

Sei z. B. der gebrochene Bogen der fünfte Bogen des Aulne-Viaductes, so ist durch den Bruch desselben die auf dem Fundamente ruhende Last von 8550 Tonnen auf 7823 Tonnen reducirt worden. Hierdurch wird der Schwerpunkt aus der Pfeileraxe um 0,61 Meter nach rechts verschoben und der Hebelarm wird 3,876 Meter, das Moment $7823 \times 3{,}876 = 30300$ Tonnen-Meter. Ueberdies beträgt dann der Seitenschub des sechsten Bogens 435 Tonnen, und da dieser bei 44,93 Meter Höhe über dem Pfeilerfuß wirksam ist, so giebt er ein Moment von 19540 Tonnen-Metern. Aus dem Verhältniß der beiden Momente resultirt für den fünften Pfeiler im Niveau des Sockels der Stabilitätscoefficient 1,55.

Andrerseits wird durch den Schub von 435 Tonnen der Mittelpunkt des Druckes um $44{,}93 \cdot \frac{435}{7823} = 2{,}50$ Meter nach rechts verschoben, und da der Schwerpunkt im Abstande von 3,876 Meter von der am stärksten belasteten Kante des Sockels liegt, so wird der Mittelpunkt des Druckes 1,376 Met. von dieser Kante abstehen. Hieraus läßt sich, unter Berücksichtigung des totalen Druckes und der Figur des Sockelquerschnittes, leicht berechnen, daß der größte verticale Druck die Höhe von 282,3 Tonnen pro Quadrat-Meter oder von 28 Kilogr. pro Qu.-Centimeter beträgt.

In dieser Weise sind nun die Ziffern der folgenden beiden Tabellen über die Maximaldrücke und kleinsten Stabilitätscoefficienten berechnet worden.

Maximaldruck.

Unendlicher Druck beim Chaumont-Viaduct von 3,4 Meter unter den Gewölbanfängen bis zum Fuß des obersten Pfeilerabsatzes,
Unendlicher Druck beim Dinan-Viaduct von 12,8 Meter unter dem Bogenanfang bis 1,9 Meter unter der Erdoberfläche,
Unendlicher Druck beim Comelle-Viaduct von 10,5 Meter unter dem Gewölbanfang bis 20,1 Meter unter demselben,
30,51 Kilogr. beim Aulne-Viaduct in der Basis des Schaftes,
21,39 „ „ Morlaix-Viaduct in der Basis des obersten Pfeilerabsatzes.

Hier ist unter unendlichem Druck zu verstehen, daß in den angegebenen Höhen die Mittelpunkte der Drücke außerhalb der Pfeiler fallen, also kein Gleichgewicht vorhanden ist, sondern mit dem beginnenden Umsturz um eine Kante der Druck in sehr kurzer Zeit bis zu derjenigen Höhe wachsen würde, bei welcher die Steine an den Kanten und in deren Nähe zerdrückt werden würden, möchten sie noch so fest sein.

Stabilitätscoefficient.

0,70 beim Chaumont-Viaduct in der Basis des obersten Pfeilerabsatzes,
0,86 beim Dinan-Viaduct in der Basis des Sockels,
0,98 „ Comelle-Viaduct bei 16,4 Meter unter dem Kämpfer,
1,40 „ Aulne-Viaduct in der Basis des Pfeilerschaftes,
1,65 „ Morlaix-Viaduct gegen die Mitte des Schaftes der obern Etage.

Da die Stabilitätscoefficienten für die drei erstgenannten Viaducte kleiner als die Einheit sind, so zeigt dies auf mangelnde Stabilität hin — diese Viaducte würden dem Einsturz eines Bogens nicht zu widerstehen vermögen.

Bezüglich des Dinan-Viaductes ist noch zu bemerken, daß seine Gewölbe im Scheitel übermäßige Stärke besitzen, so daß der Seitenschub beinahe doppelt so groß ausfällt als beim Comelle-Viaduct, obwohl der innere Gewölbradius größer als bei letzterem Viaduct ist. Daher kommt es, daß im vorliegenden Falle für diese beiden Viaducte die Ordnung der Stabilitätscoefficienten die umgekehrte gegen den Fall der theilweisen Belastung ist.

Wenn aber auch in der obern Etage des Chaumont-Viaductes die gewöhnlichen Pfeiler einer Oeffnung nicht stehen bleiben würde, sofern der Einsturz eines Gewölbes erfolgte, so sind dagegen die von fünf zu fünf Oeffnungen eingelegten, 3,8 Meter starken Hauptpfeiler kräftig genug, um diesen Schub auszuhalten, denn der Maximaldruck in ihrer Basis würde 10,61 Kilogramm und der Stabilitätscoefficient 1,84 betragen.

Beim Aulne-Viaduct ist letzterer Coefficient (1,40) zwar niedrig, aber doch hinreichend; der Druck (30,51 Kilogr.) pro Quadr.-Centimeter ist allerdings sehr stark, doch ist nicht zu übersehen, daß der dabei angewendete Mörtel durch den Zusatz von Portlandcement sehr verbessert und dadurch seine Festigkeit (welche bei gewöhnlichem Mörtel 150 Kilogr. beträgt) sicher auf 180 Kilogr. oder das Sechsfache der oben angegebenen

Fig. 1. Ansicht und Durchschnitt

Fig. 2

Fig. 3 Durchschnitt bei 2,15 m u. d. Schienen

Fig. 4. Grundriss der Pfeiler 5 u. 6

Verlag von Arthur Felix in Leipzig.

Fig. 7. Durchschnitt

Fig. 5. Aufzug für die Wölbarbeiten.

Ansicht

7 Bogen.

(1/400)

Fig. 6. Obere Ansicht

0 10 20 30 Meter (1/400)

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann Meißen

Caissen zur Pfeilergründung.

Fig. 2. Querdurchschnitt.

Fig. 1. Ansicht u. Durchschnitt

(1/200)

Fig. 3. Grundriss.

Fig. 4. Vorrichtung zum Versenken.

Fig. 10. Querschnitt.

Fig. 11. Ansicht.

Vorrichtung zum Aufstellen des Lehrgerüstes.

(1/200)

20 Meter (1/200)

Verlag von Arthur Felix in Leipzig

Fig. 14.

Fig. 3. Querschnitt.

Lehrgerüst.

(1/200)

Fig. 7. Seitenansicht.

Fig. 13.

Fig. 9. Grundriß.

Fig. 6

(9/2000)

20 Meter.

Dienstbrücke.

Fig. 5. Seitenansicht.

(1/200)

Fig. 12. Vorrichtung zum Heben der Dienstbrücke.

(1/200)

(1/400)

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann Meißen.

Inanspruchnahme erhöht worden ist. Es würden also wohl die Pfeiler des Aulne-Viaductes, selbst in dem betrachteten extremen Falle der Inanspruchnahme, genügenden Widerstand leisten und wie eine Art Widerlagspfeiler fungiren, was der etwas stärkeren Mauermasse pro Quadrat-Meter Ansichtsfläche zu danken ist. Dieses Plus beträgt im Mittel 0,31 Cubik-Meter oder im Vergleich zum Comelle-, Chaumont- und Dinan-Viaduct 0,59, 0,21 und 0,13 Cubik-Meter.

Der Morlaixviaduct zeigt in der obern Etage bei den gewöhnlichen Pfeilern ein Uebermaß von Stabilität, was durch die eingelegten Hauptpfeiler und die unteren Bögen noch erhöht wird. Er besitzt aber auch ein Mauerwerksvolumen von 5,4 Cubik-Meter pro Quadrat-Meter Ansichtsfläche, was im Vergleich zum Aulneviaducte nur durch die um 7,5 Meter größere Höhe motivirt wird.

Der Aulne-Viaduct ist entworfen und ausgeführt unter der Oberleitung des Herrn Didion, Generalinspector des Brücken- und Straßenbaues und Bevollmächtigten des Verwaltungsrathes der Orleansbahngesellschaft, und unter der Aufsicht der Herren Morandière, Oberingenieur des Straßen- und Brückenbaues und Baudirector der genannten Gesellschaft, und Desnoyers, Oberingenieur des Straßen- und Brückenbaues und Oberingenieur der Eisenbahngesellschaften der Bretagne und Vendée.

Ingenieur der Gesellschaft war Herr Aug. Arnoux, Ingenieur des Straßen- und Brückenbaues, und die Bauleitung führte Herr Bouret, Conducteur des Straßen- und Brückenbaues und Abtheilungschef der Gesellschaft. Endlich ist als Unternehmer Herr Arnaud zu nennen, welcher gleichzeitig auch den Doujine-Viaduct baute.

(Annales des ponts et chaussées, 4. sér., 10. ann., 9. cah.)

Hydrometrische Notiz.

Von

A. Vogler,

Assistent für Geodäsie und Wasserbau am Polytechnikum in München.

Gewöhnlich bestimmt man die Constante des Woltmann'schen Flügels dadurch, daß man ihn einen stillstehenden geradlinigen Wasserfaden durchlaufen läßt und dessen Länge mit der Umdrehungszahl des Flügelrades dividirt. Steht zur Prüfung kein ruhiges Wasser mit geradlinigem Ufer zu Gebot und stößt die Zurichtung eines Kahnes mit Leitseil auf Schwierigkeiten, so findet sich wohl ein langsam und gleichmäßig fließendes Gewässer mit geradlinigem Ufer, z. B. in einem gestauten Canal. Auch Flügel mit unbekannter Constante können zum Aufsuchen geeigneter Stellen benutzt werden, wenn sie auf der ganzen Länge des gewählten Wasserfadens mehrmals eingetaucht werden und überall innerhalb gleicher Zeit gleiche Umlaufszahlen geben. Zu jedem Versuch, die Constante k zu bestimmen, gehören nun zwei Bewegungen des Flügels durch den ganzen Wasserfaden, eine zu Berg, die andere zu Thal, und es ist nöthig, außer den Umlaufszahlen u und u_1 auch die auf jede Bewegung verwendete Zeit t und t_1 in Sekunden zu beobachten. Ist nun U die Umlaufszahl, welche der Länge V des ruhig gedachten Wasserfadens entspricht, so daß die Gleichung $K = V:U$ besteht, so möge ferner $u = U + s$ und $u_1 = U - s_1$ gesetzt werden. Dann entspricht offenbar die Umdrehungszahl $s + s_1$ der Bewegung des benutzten Wasserfadens in $t + t_1$ Sekunden und das Längenmaß

$$v = \frac{s + s_1}{t + t_1} k \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

drückt die Bewegung des Wassers in 1 Sekunde aus.

Die Summe der Umdrehungen $u + u_1 = 2U + s - s_1$ entspricht offenbar der Länge eines ruhigen Wasserfadens von $V + vt + V - vt_1$ Metern und es folgt daraus eine neue Gleichung:

$$k = \frac{2V + v(t - t_1)}{2U + s - s_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

und aus (1) und (2), weil $u - u_1 = s + s_1$ ist,

$$k = \frac{2V + v(t - t_1)}{u + u_1} = v\,\frac{(t + t_1)}{u - u_1}, \quad . \quad (3)$$

worin außer k und v lauter beobachtete Größen vorkommen und woraus sich ergibt:

$$v = \frac{V(u - u_1)}{tu_1 + t_1 u} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

$$k = \frac{V(t + t_1)}{tu_1 + t_1 u} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Zur Bestimmung von k bedarf man nur das Verhältniß von t zu t_1, nicht deren absoluten Werth. Wäre dasselbe gleich $1 : \alpha$, so fände man

$$k = V \frac{1 + \alpha}{u_1 + \alpha u},$$

woraus folgt, daß eine streng regulirte Uhr zu diesen Versuchen nicht erfordert wird. Für $t = t_1$ erhält man

$$k = \frac{2V}{u_1 + u}.$$

Verhalten sich, was denkbar ist, beispielsweise t und t_1 wie u und u_1, so hat man

$$K = V . \frac{u + u_1}{2 u u_1}.$$

Werden die Gleichungen (4) und (5) logarithmirt, nach t; t_1; u; u_1 differentiirt und die Differentiale durch meßbare kleine Größen, nämlich die Messungsfehler $\varDelta v$; $\varDelta k$; δt; δt_1; δu; δu_1 ersetzt, so erhalten wir

$$\frac{\varDelta v}{v} = \frac{\delta(u - u_1)}{u - u_1} - \frac{t \delta u_1 + t_1 \delta u}{t u_1 + t_1 u} - \frac{u_1 \delta t + u \delta t_1}{t u_1 + t_1 u}, \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (6)$$

$$\frac{\varDelta k}{k} = \frac{\delta(t + t_1)}{t + t_1} - \frac{u_1 \delta t + u \delta t_1}{t u_1 + t_1 u} - \frac{t \delta u_1 + t_1 \delta u}{t u_1 + t_1 u}. \quad \ldots \ldots \ldots \ldots (7)$$

Beide Ausdrücke unterscheiden sich nur durch ihre ersten Glieder. Die stark überwiegenden Nenner werden sämmtliche Glieder sehr klein machen, mit Ausnahme des ersten in (6), welches beträchtliche Werthe erreichen kann. Die beiden ersten Summenglieder in (7) werden sich stets theilweise aufheben und sogar ganz, im Falle $t = t_1$ und $\delta t = \delta t_1$ wird, wozu die Möglichkeit vorhanden ist. Der Ausdruck (7) verwandelt sich dann in

$$\frac{\varDelta k}{k} = - \frac{\delta u + \delta u_1}{u + u_1}.$$

Ein ähnlicher Fall tritt in (6) nur dann ein, wenn δu und δu_1 gleich Null sind. Während demnach Gleichung (4) die Wassergeschwindigkeit nur ungenau ergiebt, läßt dagegen (5) den Werth der Constanten k mit ausreichender Sicherheit ermitteln, und um so besser, je kleiner δu und δu_1 werden. Diese beiden Größen sind abhängig von der richtigen Führung des Flügels, der immer gleich tief eingetaucht werden und dessen Flügelrad-Achse stets in der Richtung des abgemessenen Wasserfadens liegen muß. In einer auf diese Richtung senkrechten Ebene wird die Führstange gehalten, welche stets in gleicher Neigung gegen die Lothlinie bleiben, oder bei nothwendigen Abweichungen wieder in die erste Lage zurückkehren muß. Da v im Laufe der Versuche sich langsam ändern kann, so haben zwei zusammengehörende Umlaufsbestimmungen (zu Berg und zu Thal) einander rasch zu folgen. Endlich braucht das präcise Einfügen und Auslösen des Zählwerkes am Beginn und Ende der Versuchslinie kaum betont zu werden, wie es auch klar ist, daß letztere nicht zu kurz gewählt werden darf.

Versuche, welche in vorstehender Weise am 21. Juli 1871 in der Militärschwimmschule bei München angestellt wurden, haben, wie es scheint, gute Resultate geliefert. Es sollten die Constanten für zwei, der polytechnischen Schule in München von J. Petry in Augsburg gelieferte, Woltmann'sche Flügel bestimmt werden, von denen jeder mit einem kleinen, Nr. 2 außerdem noch mit einem größeren Rädchen zu je 4 Schaufeln versehen ist. Das lothrecht verschalte geradlinige Ufer und die bedeutende Wassertiefe dicht daneben, waren den Versuchen günstig. Die Stange der Flügel wurde vom Ufer aus mit freier Hand, aber mit Vorsicht geführt, die Länge V der Versuchslinie betrug 84,315 Meter. Im Folgenden wird die Versuchsreihe für eines der Flügelräder übersichtlich gegeben. Die Bedeutung der Buchstaben in der Spalten-Ueberschrift ist dieselbe wie in den Gleichungen (4) und (5).

Flügel Nr. 2, kleines Schaufelrad.

Versuchs-Nr.	u	t	u_1	t_1	v Meter.	k Meter.
1	314	66	266	67	0,105	0,2906
2	313	70	268	65	0,097	0,2911
3	319	73	272	57	0,104	0,2882
4	323,5	75	269	68	0,109	0,2859
5	323,5	74	267	63	0,119	0,2878
6	317	63	266	68	0,112	0,2883
7	312	68	277	47	0,088	0,2894
8	318	64	265	64	0,120	0,2892

Aus den Werthen für k ergiebt sich als Mittel: k = 0,28880 Met. mit dem wahrscheinlichen Fehler von ± 0,00039 oder 0,13 Proc. von k, ein Fehler, der demnach auch allen Bestimmungen von Stromgeschwindigkeiten mit diesem Flügelrade anhaftet. Der wahrscheinliche Fehler eines Versuches giebt ± 0,00110 Meter oder 0,38 Proc. Der Abstand der äußersten Beobachtungsgrenzen von einander betrug 0,00518 Meter oder 1,79 Proc. von k.

Vorstehende Tabelle beweist, daß selbst große Schwankungen in den Beobachtungsgrößen nur unbedeutend auf k influiren, während die geringsten sogleich in v bemerkt werden, dessen Mittelwerth 0,1067 Meter beträgt, und das sich während der ganzen Versuchsreihe wohl nur wenig geändert hat.

Eine zweite Reihe von 7 Versuchen, mit dem größeren Schaufelrad des Flügels Nr. 2 bei 0,1122 Meter mittlerer Stromgeschwindigkeit angestellt, ergab als Mittel für k

k = 0,52677 Meter ± 0,00100 oder ± 0,19 Proc.

Der wahrscheinliche Fehler einer Beobachtung = 0,00265 Meter oder 0,50 Proc. Der Abstand der äußersten Beobachtungsgrenzen von einander betrug 0,01076 Meter oder 2,04 Proc.

Für den Flügel Nr. 1 fand sich aus 8 bei der mittleren Geschwindigkeit 0,0787 Meter aufgenommenen Werthen das Mittel von k:

k = 0,29116 Meter ± 0,00031 oder ± 0,11 Proc.

Wahrscheinlicher Fehler einer Beobachtung = 0,00088 Meter oder 0,30 Proc. Der Abstand der äußersten Beobachtungsgrenzen von einander war 0,00396 Meter oder 1,36 Proc.

Diese letzte Versuchsreihe hatte den günstigsten Erfolg, alle drei bestätigen sie aber die Zulässigkeit des hier behandelten Verfahrens.

Bemerkungen

zu dem Aufsatze: **„Zur Lösung der Regulatorfrage“**, im 5. Hefte des Jahrganges 1871 dieser Zeitschrift.

In den Gleichungen, welche dort für die Bewegung eines beliebigen Centrifugal-Regulators aufgestellt sind, werden der Einfachheit halber Vernachlässigungen gemacht, die aber solchen Einfluß haben, daß dadurch jene Gleichungen aufhören, für allgemeine Fälle giltig zu sein, daher auf solche angewandt, zu falschen Resultaten führen müssen.

Es wird nämlich angenommen, daß in verhältnißmäßig engen, doch endlichen, Grenzen die Geschwindigkeiten der horizontalen und verticalen Bewegungen sowohl der Kugeln als auch des Birngewichtes einander proportional sind, oder, daß

$$\frac{dy}{dz} = b, \quad \frac{dz}{dx} = a,$$

wo a und b Constante.

Dies ist aber nicht erlaubt. Denn die Aenderungen von $\frac{dy}{dz}$ und $\frac{dz}{dx}$ während der Bewegung sind wohl klein, aber von demselben Grade der Kleinheit wie die Bewegungen selbst. Durch diese Annahme wird gerade das Charakteristische verschieden aufgehängter Regulatoren aufgehoben; es wird gesagt, daß es für die Bewegung gleichgiltig ist, ob der Regulator stabil oder labil, d. h. ein solcher ist, daß er, aus einer Gleichgewichtslage gebracht, sich von einer neuen, den geänderten Bedingungen entsprechenden, Gleichgewichtslage entfernt, anstatt sich ihr zu nähern.

Ein Beispiel wird dies klarer machen. Man hat für einen Regulator die Gleichgewichtsbedingung:

$$\frac{G}{g}.\omega^2.y.dy - G.dz - \frac{Q}{2}.dx = 0; \text{ daraus:}$$

$$\omega^2.y = g\left(\frac{dz}{dy} + \frac{Q}{2}.\frac{dx}{dy}\right) = g\left(\frac{1}{b} + \frac{Q}{2}.\frac{1}{ab}\right).$$

Wenn wir nun die (sehr kleine) Erhebung δx der Regulatorhülse bestimmen wollen, wenn der Regulator bei der Aenderung von ω in $\omega + \delta\omega$ eine neue Gleichgewichtslage annimmt, so ist die letzte Gleichung zu differenziren, und man erhält, a und b als constant betrachtend:

$$2\omega y.\delta\omega + \omega^2.\delta y = 0 =$$
$$= 2\omega y.\delta\omega + \omega^2.\delta x.ab;$$

$$\delta x = -\frac{2y}{\omega.ab}.\delta\omega.$$

Nimmt man einen Regulator an, wo die Aufhängepunkte des Armes und der Zugstange auf derselben Seite der Achse und gleich weit von derselben liegen, und ihre Neigungswinkel gegen die Achse auch gleich sind, so ist

$$a = \frac{l}{2l'},\ b = \cot g\,\alpha,\ y = e + l.\sin\alpha,$$

$$\delta x = -\frac{\delta\omega}{\omega}4.l'.tg\,\alpha\left(\frac{e + l\sin\alpha}{l'}\right).$$

Dieser Ausdruck ist aber unrichtig. Der richtige folgt, wenn man b und a (im Allgemeinen) als veränderlich ansieht, und zwar ist

$$\delta x = \frac{\delta\omega}{\omega}.4l'.\sin^2\alpha\cos\alpha\left(\frac{e + l\sin\alpha}{e + l\sin^3\alpha}\right).$$

Die Bedingungen

$$e + l\sin^3\alpha > 0 \text{ und}$$
$$e + l\sin^3\alpha < 0$$

charakterisiren bekanntlich die stabilen und labilen Kugelregulatoren;

$$e + l\sin^3\alpha = 0$$

bezeichnet den sogenannten pseudo-astatischen Regulator. Auf diese Unterschiede nimmt aber die Bewegungsgleichung 21) des Aufsatzes keine Rücksicht. Kurz gesagt, sie paßt durchaus nicht auf alle möglichen Regulatoren, sondern nur auf jene, wo die Kugeln gezwungen sind, sich auf Geraden zu bewegen, die aber in der Praxis keine Anwendung finden. Die numerischen Resultate, die der Herr Verfasser in der Folge anführt, beziehen sich auch nur auf einen solchen. Daher die starken Schwankungen, die auch ohne Rechnung vorauszusehen waren, da ein derartiger Regulator nach dem Obigen ($e = -\alpha$) zu den labilen gehört. Eine interessante Folgerung scheint sich indessen doch daraus zu ergeben: daß nämlich selbst ein labiler Regulator unter Umständen, wenn man große Geschwindigkeitsschwankungen zuläßt, brauchbar sein kann.

Uebrigens ist noch zu bemerken, daß in dem Falle, wenn die Hülse einen Widerstand von alternirender Richtung zu überwinden hat, die Bewegungsgleichung für die Stelle, wo die aufsteigende Bewegung in die sinkende übergeht, diskontinuirlich wird, daher nicht die continuirliche Form in 30) haben kann.

Prag, den 25. Febr. 1872. A. S.

Das Wasserwerk zu Suresnes bei Paris.

(Hierzu Tafel 6 u. 7.)

Die nachstehend zu beschreibende Anlage, welche von der Compagnie générale des Conduites d'Eau ausgeführt, und deren Maschinen in der Fabrik des Vennes bei Lüttich gebaut sind, zeigt mancherlei Eigenthümlichkeiten, welche sie der Beachtung werth erscheinen lassen. Sie umfaßt ein Maschinengebäude mit angebautem Kesselhaus und zwei anstoßenden Wohnhäusern, wovon eins für die Bureaus, das andere zur Wohnung für den Maschinenmeister bestimmt ist, endlich zwei Magazine, Kohlenschuppen u. s. w.

Im Maschinenhause befinden sich zwei gleiche Wasserhebewerke, bestehend aus einer nach dem Säulensystem gebauten Dampfmaschine und den mittelst eines Evans'schen Balanciers getriebenen Pumpen, welche nach der Construction des belgischen Ingenieurs Colson*) eingerichtet sind. Jede Maschine betreibt zwei Pumpen von verschiedener Stärke, welche das Wasser auf verschiedene Höhen heben.

*) Diese Construction wird in Deutschland allgemein als Rittinger'sche einaxige Mönchspumpe bezeichnet. Die Red. des Civiling.

Für die Dampfmaschinen ist eine verticale Aufstellung der Cylinder gewählt worden, um durchgängig verticale Kraftwirkungen zu bekommen, welche von den Fundamenten in solidester Weise aufgenommen werden. Aus der verticalen Aufstellung der Cylinder ergab sich, da mehrere Pumpen, Luftpumpe, Speisepumpe u. s. w., zu betreiben waren und diese zweckmäßiger Weise mit geringerer Geschwindigkeit als der Dampfkolben arbeiten mußten, die Nothwendigkeit der Anbringung eines Balanciers; um aber die Auflagerung desselben oder seines Gerüstes auf den Umfangswänden des Gebäudes, sowie die complicirte Geradführung zu ersparen, wurde nicht der gewöhnliche Balancier, sondern die Construction von Oliver Evans gewählt, bei welcher nicht blos ansehnliche Ersparnisse zu realisiren sind, sondern die Maschine auch compacter und übersichtlicher ausfällt.

Die verticale Aufstellung der Pumpen bietet vor der jetzt häufig angewendeten horizontalen Lagerung der Pumpen den Vortheil, daß besondere Saugpumpen erspart werden; übrigens besitzt das angewendete System von Pumpen den Vorzug, daß nur Stopfbüchsenliderungen daran vorkommen, das Wasser sehr wenige Richtungsveränderungen erfährt und daher auch eine größere Geschwindigkeit gegeben werden kann. Wegen der großen Verschiedenheit der Höhen, auf welche das Wasser zu heben ist, 65 und 94 Meter, und wegen der großen Verschiedenheit der zu hebenden Wassermengen, welche sich wie 1 : 5 verhalten, mußten zwei verschiedene Pumpen mit gesonderten Windkesseln angewendet werden.

Uebrigens sind zur Erzielung von möglichster Kohlenersparniß die Dampfcylinder mit Dampfhemd und Meyer'scher Expension versehen und zur Erzielung eines möglichst ruhigen Ganges Schwungräder von $11^1/_2$ Tonnen Gewicht angebracht worden.

Die auf den Tafeln 6 und 7 abgebildeten Wasserwerke sind bestimmt, den an der Biegung der Seine zwischen St. Cloud und Bougival liegenden Stadttheil mit Wasser zu versorgen, und es stellt

Fig. 1, Taf. 6 das Gebäude und die Maschinen im Aufriß und Durchschnitt, nach der Linie 1—2,
Fig. 2, Taf. 6 einen Längendurchschnitt nach der gebrochenen Linie 3—4—5—6 dar, während
Fig. 3 bis 5, Taf. 7 die Betriebsmaschine im Detail und
Fig. 6 und 7, Taf. 7 ein Pumpwerk im Detail und in größerem Maaßstabe vorführt.

Jede Dampfmaschine besteht aus einem säulenförmigen, gußeisernen Gerüst A, welches am obern Ende den Dampfcylinder B sammt Steuerung trägt. Die im Innern der Säule bewegliche Kolbenstange C' trägt den Kreuzkopf a' (Fig. 3), an welchem einerseits die Lenkerstange C², welche die Kurbel D der Schwungradwelle E treibt, andrerseits der zweitheilige Balancier F angeschlossen ist, welcher auf den beiden verticalen Schwingen a ruht und die Pumpen bewegt.

Letztere stehen zwischen zwei durch die ganze Breite des Gebäudes gezogenen Mauern und bestehen aus einem Unterstück G, welches auf starken Hölzern b befestigt ist, das Saugventil enthält und in das Saugrohr q' endigt, sowie aus einem Oberstück H, welches ebenfalls auf Hölzern b' befestigt ist, die Steigerohrsäule trägt und durch zwei starke Säulen c mit dem Unterstück verbunden ist, endlich aus dem Kolben I, welcher in Stopfbüchsen am Ober- und Unterstück geht und mit einem Mittelstück I', welches das Steigventil umschließt, versehen ist. Beide Pumpen sind übrigens in der Construction unter einander ganz gleich und nur in den Dimensionen verschieden.

Getrieben werden die Pumpen durch den Balancier F mit den verticalen Lenkerstangen I und I', welche an den Kolbenstangen d und d' (Fig. 6) angreifen, die nach unten in den Kolbenkörper eintreten und durch Keile mit den Ventilgehäusen I' verbunden sind. Die Verbindung der Lenker- und Kolbenstangen wird durch einen Kreuzkopf vermittelt, der durch Führungslineale e und e' am obern Theil der Oberstücken H und H' senkrecht geführt ist.

Zwischen die Pumpen und die Leitungsröhren sind Windkessel eingeschaltet und zwar ist für die beiden starken Pumpen das auf einem Tragbogen stehende cylindrische Reservoir K aus Kesselblech bestimmt, welches durch die Stutze f mit den Oberstücken H der Pumpen und durch große Absperrschieber g mit den beiden Leitungen derart in Verbindung steht, daß beliebig die eine oder andere Maschine ausgeschaltet werden kann. Vom Untertheil dieses Windkessels ist nun das Steigerohr L abgezweigt, welches in Fig. 1 nur punktirt angegeben ist, da es durch die Fundamente der Maschine Nr. 1 verdeckt wird.

Genau vor diesem Reservoir und in derselben Stellung befindet sich der kleinere Windkessel K', welcher zu den beiden kleineren Pumpen gehört, mit ihnen durch die Rohre f' communicirt, aber durch die Schieberhähne g' davon abgesperrt werden kann. Auch von diesem Windkessel geht eine besondere Steigrohrleitung aus, welche neben den erst erwähnten durch das Gebäude hindurchgelegt ist.

Obschon also bei beiden Pumpen ganz analoge Einrichtungen stattfinden, so sind doch die relativen Stellungen der Pumpen zu den Windkesseln verschieden; während nämlich bei den stärkeren Pumpen eine directe Verbindung zwischen diesen und den Windkesseln vorhanden ist, mußten die Verbindungsrohre f' für die kleineren Pumpen doppelt gekröpft und unter den Rohren f hindurchgeführt werden.

An den Dampfmaschinen ist noch die Condensatoreinrichtung als bemerkenswerth hervorzuheben. Dieselbe ist in dem Raume der Pumpen und zwischen denselben Mauern wie diese aufgestellt und bildet einen zusammenhängenden Apparat. Die Luftpumpe ist doppelt wirkend und steht zwischen den beiden Kammern M' und M², wovon erstere durch das Aus-

blaserohr h mit dem Dampfcylinder verbunden ist, letztere in dem Warmwasserbassin endigt, aus welchem das Condensationswasser durch das Rohr h' abfließt. Neben diesem Bassin befindet sich der Einspritzwasser-Regulirhahn N am Kaltwasserrohr i, welches direct aus dem Zuführungscanale saugt, und von diesem Hahne geht ein Zweigrohr i' nach der ersten Kammer M' ab, in welcher sich die Brause i² befindet (Fig. 6). Wie gewöhnlich erfolgt die Stellung mit Hilfe der Stange i³ und eines auf der Fundamentplatte angebrachten Stellapparates mit Handkurbel und Zeiger.

Die Luftpumpe wird durch eine Gegenkurbel j' betrieben, welche an der Warze der Kurbel j der Schwungradwelle befestigt ist.

Für die Dampfkessel sind Giffard'sche Injectoren als Speisevorrichtungen angewendet, so daß die Speisepumpen wegfallen. Dafür haben die Pumpenkolbenstangen kleine Pumpen O und O' zu betreiben, welche den Windkesseln Luft zuführen, damit sich diese nicht entleeren.

Die Einrichtung der Dampfvertheilung beider Dampfcylinder ist aus den Figuren 3 bis 5, Taf. 7 zu ersehen. Der Cylinder ist mit Dampfhemd und doppeltem Boden mit Stopfbüchse aus einem Stück gegossen. Als Hauptschieber dient ein verlängerter Muschelschieber l, als Expansionsschieber die Meyer'sche Einrichtung mit zwei durch eine Stange mit Schraubengewinde m' gegeneinander zu verstellenden Plättchen m. Letztere Stange m' wird ebenso wie die Stange des Vertheilungsschiebers durch Excenter bewegt, kann aber auch mittelst des Schwungrädchens m² um ihre Axe gedreht werden, wodurch der Expansionsgrad verändert wird.

Der Kesseldampf tritt durch das Rohr n' und das Ventilgehäuse n² in das Dampfhemd und von da in das Schiebergehäuse (Fig. 3 und 4), es ist jedoch eine Vorrichtung angebracht, welche es ermöglicht, daß direct Dampf in die Cylinder gegeben werden kann, ohne daß er die Schieber zu passiren braucht. Es ist dies der Zweiweghahn l² (Fig. 4 und 5), welcher in derselben Weise wie die Dampfabsperrventile per Hand bewegt wird.

Die Ventile der Pumpen sind Glockenventile.

Ueber die kleinen Luftpumpen, von denen Fig. 7, Taf. 7, einen Durchschnitt zeigt, ist noch zu erwähnen, daß sie auf dem Oberstück H der Pumpen angebracht und mit zwei Ventilgehäusen s und t mit Kautschukklappen u und v versehen sind, sowie, daß von der Glocke über dem Druckventil ein enges Rohr x nach dem Windkessel führt (Fig. 6), während sich unterhalb des Saugventiles ein Gehäuse mit zwei Kammern s' befindet, welches durch ein Hahnröhrchen mit dem Oberstück H communicirt und von dort einen beliebig zu regulirenden Wasserstrahl zugeführt erhält. Die Klappe u liegt also unter Wasser, auch tritt bei jedem Kolbenhub Wasser und Luft gemischt in den Pumpenstiefel, bis das eingeführte Wasservolumen so groß ist, daß es die obere Klappe erreicht, worauf es zugleich mit einer gewissen Menge Luft in den Windkessel gedrückt wird. Da aber die zutretende Wassermenge lange nicht so groß ist, als das Volumen des Kolbenhubes, so entsteht periodenweise innerhalb des Pumpenstiefels ein Vacuum oder solch eine Luftverdünnung, daß die Saugklappe, welche durch das darauf stehende Wasser abgedichtet wird, sich anstandslos öffnen kann. Auch ist die Pumpe mit einem Entleerungshahn y versehen.

Zur Dampferzeugung sind zwei Dampfkessel mit Rauchröhren aufgestellt, welche abwechselnd gefeuert werden. Vor der Rohrplatte befindet sich eine Feuerbox von 1 Meter Länge; 27 Röhren von 0,15 Meter Durchmesser und 5 Meter Länge führen die Verbrennungsgase in eine gemauerte Rauchbüchse, worauf sie in Canälen zunächst unter dem Kessel hinstreichen und dann nach einem 1,2 Meter weiten und 25 Meter hohen Schornstein abziehen.

Das von diesem Wasserhebewerk gespeiste Rohrnetz besitzt 62 Kilom. Länge mit Rohrweiten von 0,35 bis 0,60 Meter und zerfällt in vier verschiedene Gruppen, wovon jede ein besonderes Reservoir besitzt, aber ohne Unterbrechung des Dienstes auch aus einem andern Reservoir gespeist werden kann. Diese Reservoirs sind so angelegt, daß sie möglichst wenig Maschinenkraft beanspruchen; weil aber das Terrain durch einen Höhenkamm unterbrochen ist, so war diese Rücksicht nur bei 2 Bassins durchführbar. Diese liegen auf dem erwähnten Kamme. Das eine, mit 430 Cub.-Meter Inhalt und in der Höhe von 95,53 Meter, östlich vom Mont Valérien, gelegen bedient einerseits Suresnes und nährt andrerseits ein Bassin von 1100 Cub.-Meter Inhalt, welches bei 62,05 Meter Höhe am andern Abhange gelegen ist und die Stadt Rueil versorgen soll. Das zweite Hauptreservoir besitzt 756 Cub.-Meter Inhalt und liegt bei dem sogenannten Rondpoint des Bergères in 76 Meter Höhe, versorgt die Communen Courbevoie, Asnières, Colombes und Genevilliers und speist nachher noch ein tiefer gelegenes Bassin (bei der Côte 59,5 Meter), welches Nanterre versorgen soll. Das Netz wird dadurch vervollständigt, daß die Versorgung von Rueil durch einen Rohrstrang mit dem zweiten Hauptreservoir verbunden ist, was diesem stark bevölkerten District stets reichliches Wasser sichert.

Die Pumpwerke erhalten übrigens das Wasser aus der Seine durch einen 1,8 Meter hohen, 0,75 Meter weiten eiförmig gemauerten Saugcanal zugeführt, dessen Länge 300 Meter beträgt.

Die schwächere Pumpe, welche das Wasser am höchsten zu drücken hat, treibt dasselbe mittelst einer 0,15 Meter weiten, 1600 Meter langen Röhrentour in das erstgenannte Hochreservoir, während die stärkere Pumpe mittelst 0,35 Meter weiter und 2000 Meter langer Röhren das zweite Hochreservoir speist. Wenn die Saughöhe vom Seinespiegel bis zum Saugventil der Pumpen 2 Meter beträgt, so ergiebt sich für

Fig 1

Fig 2

Maassstab 1. 75.

Verlag von Arthur Felix in Leipzig

Lith Anst v Steinmetz & Bornemann. Meifsen

Fig. 3

Fig. 1

Fig. 5

Fig. 7.

Verlag von Arthur Felix in Leipzig.

Fig. 6

Hub 0,325m

Hub 0,290m

Maafsstab zu Fig. 3 bis 6 1/30 d. n. Gr.

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen

die ganze Hubhöhe bis zum mittleren Wasserstand der Reservoirs gerechnet

bei der schwächeren Pumpe 73,43 Meter
" " stärkeren " 53,90 "

Von sonstigen Dimensionen sind noch folgende anzuführen:

Dampfkolbendurchmesser	0,600 Meter	
Dampfkolbenhub	1,100 "	
Spannung der Dämpfe	5 Atm.	
Umgangszahl	20	
Theoretische Leistung bei 7/8 Expansion	52 Pfkr.	
Mittlerer Schwungradsdurchmesser	4,720 Meter,	
Querschnitt des Schwungringes	448 Qu.-Centim.	
Gewicht des Schwungrades	4780 Kilogr.	
	größere,	kleinere Pumpe.
Durchmesser der Pumpenkolben	0,510	0,405 Meter,
Hub " "	0,545	0,295 "
Spielzahl pro Minute	40	40 "
Theoretische Leistung pro Secunde	1850	892 Met.-Kilogr.

Erforderliche theoretische Betriebskraft $\frac{1850 + 892}{75} = 36,5$ Pfkr.

Ueber die Leistung der vorstehend beschriebenen Anlage sind während des Betriebes in der Zeit vom 1. bis 30. April 1869 regelmäßige Aufzeichnungen bewirkt worden, über welche hier hauptsächlich aus dem Grunde Mittheilung gemacht werden soll, weil von vielen Ingenieurs bezweifelt wird, daß eine Wasserversorgung ohne Nachtheil aus dem Steigrohr eines Druckwerkes gespeist werden könne. Allerdings steht hier der Rohrstrang, welcher von den Maschinen nach dem Hochreservoir aufsteigt, an mehreren Punkten mit dem Röhrennetz in Verbindung, welches von diesem Reservoir nach der Stadt hinuntergeführt ist, wodurch der Druckverlust in den Röhren vermindert und eine wesentliche Ersparniß erzielt wird.

Um zunächst zu bestimmen, wie viel Wasser die Pumpen fortschaffen, ließ man sie Nachts 4 Stunden lang in die vollständig abgeschlossenen Bassins ausgießen und beobachtete, um wie viel der Wasserspiegel stieg, woraus sich die gehobene Wassermenge wegen der regelmäßigen Gestalt der Bassins leicht berechnen ließ. Hierbei erhielt man bei 5,628 Umdrehungen der Maschine im ersten Bassin eine gehobene Wassermenge von 205,296, im zweiten eine Wassermenge von 602,040 Cub.-Meter und dies, mit dem Volumen der Kolbenhübe der Pumpen verglichen, ergab

für die große Pumpe den Wirkungsgrad 0,963,
" " kleine " " " 0,959,

oder den außerordentlich geringen durchschnittlichen Wasserverlust von 4 Procent.

Die beiden Dampfmaschinen haben in der Zeit vom 1. bis 30. April in 373 Stunden 398307 Umdrehungen gemacht und es wurden währenddem folgende Notizen gesammelt:

Gehobene Wassermenge bei der kleinen Pumpe 36,47 . 398307 = 14526256,29 Liter,
Druckhöhe nach dem Manometer = 82 Meter,
Geleistete Arbeit 14526256,29 . 82 = 1191153015,78 Met.-Kil.,
Gehobene Wassermenge bei der großen Pumpe 106,97 . 398307 = 42606899,79 Liter,
Druckhöhe nach dem Manometer = 58 Meter,
Geleistete Arbeit 42606899,79 . 58 = 2471200187,82 Met.-Kil.,
Gesammte Arbeit = 3662353203,60 "
Verbrauchte Steinkohlenmenge = 31204 Kilogr.

Hieraus berechnet sich der Kohlenverbrauch pro stündliche Pferdekraft zu

$$c = \frac{60 . 60 . 75 . 31204}{3662353203,60} = 2,3 \text{ Kilogr.},$$

oder es werden mit 1 Kilogr. Steinkohle gehoben

$$\frac{3662353203,6}{31204} = 117391 \text{ Kilogr. Wasser.}$$

Vergleicht man hiermit die Resultate, welche bei einigen Cornwaller Wasserhebungsmaschinen gefunden worden sind nämlich

264374 und 191896 Kilogr. gehobenes Wasser

pro Kilogr. Steinkohle, so sieht man allerdings, daß letztere noch nicht erreicht sind, wenn auch der geringeren Güte der verwendeten Steinkohlen Rechnung getragen wird.

Uebrigens haben bei diesen Versuchen die Dampfmaschinen nur mit 17,7 Umgängen pro Minute gearbeitet, und da die angewendeten Pumpen ohne Nachtheil eine Geschwindigkeit von 28 bis 30 Umdrehungen pro Minute zulassen, so kann das beschriebene Druckwerk in 24 Stunden bis 6000 Cub.-Meter Wasser schaffen.

(Nach Armengaud, Publication industrielle. vol. XIX.)

Versuche über die Leistung kleiner Dampfmaschinen,

angestellt

bei der landwirthschaftlichen Ausstellung zu Oxford.

(Nach dem Engineer, No. 771 flgd.)

Bei der letzten landwirthschaftlichen Ausstellung zu Oxford wurden durch die Preisrichter Versuche über den Kohlenverbrauch pro Pferdekraft an den dort ausgestellten kleineren Dampfmaschinen abgeführt, über welche wir hier nach dem veröffentlichten ausführlichen Berichte auszügliche Mittheilungen machen wollen.

Die letzten derartigen Versuche sind bei der landwirthschaftlichen Ausstellung zu Bury im Jahre 1867 angestellt worden und zwar sowohl mit Locomobilen, als mit solchen Dampfmaschinen, welche aus besondern Kesseln mit Dampf versorgt wurden. Bei der neuesten Ausstellung wurden aber nur kleine transportable Maschinen von 4 Pferdekraft Stärke und Maschinen von 4 bis 10 Pferdekraft Stärke, mit gesonderten Kesseln geprüft, während für die im Jahre 1872 abzuhaltende Ausstellung wieder Versuche mit Locomobilen beabsichtigt sind.

Der Zweck dieser Versuche ist die Ermittelung der Arbeit, welche jede der ausgestellten Maschinen pro Pfund Steinkohle zu verrichten im Stande ist, und wie verschieden die erzielten Resultate sind, zeigt die unten mitgetheilte Tabelle Nr. I, nach welcher unter den kleinen transportabeln Maschinen mit demselben Kohlenquantum eine Maschine von Clayton & Shuttleworth 3 Stunden 45 Minuten 24 Secunden in Gang erhalten worden ist, während eine Maschine von Eagle damit nur 30 Minuten 30 Secunden ausreichte. Allerdings erschien die letztere Maschine schon ihrem äußeren Habitus nach als mangelhaft construirt und schlecht ausgeführt, aber eine von Nicholson ausgestellte Maschine, die in ihren einzelnen Theilen wohl proportionirt und in Bezug auf Material und Arbeit untadelhaft erschien, kam nach 55 Minuten 24 Secunden zum Stehen, leistete also bei gleichem Kohlenverbrauch nicht ganz ein Viertel soviel, als die Dampfmaschine von Clayton & Shuttleworth, gegen welche sie nur dadurch auffiel, daß ihr Kessel keine Verpackung und der Aschekasten weder dichten Verschluß noch Zugregulirung besaß.

Bevor wir auf die Resultate übergehen, wird es nöthig sein, die Methode näher anzugeben, nach welcher die Versuche angestellt worden sind. Die Leistung wurde nach wirklichen Pferdekräften zu 3300 Fußpfund pro Stunde bestimmt und zwar mit Hilfe eines Bremsapparates, welcher mit einer von Appold angegebenen, selbstthätigen Spannvorrichtung versehen war, so daß das Gewicht beim Niedersinken von selbst den Brems anzog, beim Aufsteigen diesen aber von selbst lockerte.

War der Brems nach Maaßgabe der vom Maschinenbauer angegebenen Stärke der Maschine belastet, so handelte es sich nur darum, zu ermitteln, welche Kohlenmenge erforderlich war, um die Maschine eine bestimmte Zeit hindurch in Gang zu erhalten. Dies ist aber eine keineswegs ganz einfache Aufgabe, sehen wir also, wie man in Oxford verfahren ist. Hier bekam jeder Aussteller hinreichendes Holz und Kohlen, um Dampf erzeugen und die betreffende Maschine kurze Zeit mit der normalen Geschwindigkeit und Belastung arbeiten lassen zu können. Nunmehr wurden keine Kohlen mehr nachgeschüttet, sondern man ließ das Feuer ausgehen und die Dampfspannung sinken, bis die Maschine nicht mehr mit der gehörigen Geschwindigkeit zu arbeiten im Stande war, wobei übrigens dafür Sorge getragen wurde, daß alle Dampf- und Expansionsventile völlig offen standen, die Maschine also durch das Sinken der Dampfspannung im Kessel so wenig wie möglich benachtheiligt wurde. Wenn das Feuer so gut wie erloschen und nur noch heiß genug war, um frisches Brennmaterial noch in Brand setzen zu können, so wurden Asche und Schlacken sorgfältig ausgeräumt und dem Aussteller ein frischer Kohlenvorrath (14 Pfund pro nominelle Pferdekraft) geliefert, damit er damit Dampf von 50 Pfund Spannung erzeugen, dann die Maschine wieder anschützen und dieselbe mit dem belasteten Bremse arbeiten lassen konnte, so lange der Vorrath reichte.

Sobald bei völlig geöffnetem Ventil die Maschine in der Geschwindigkeit nachließ, brach der betreffende Preisrichter den Versuch ab und notirte nach dem angebrachten Spielzähler die Zahl von Umgängen, welche in der Zeit, während

welcher das Kohlenquantum verbrannt wurde, gemacht worden waren. Diese Zahl, dividirt durch die normale Umdrehungszahl pro Minute, gab den Betrag der **Bremszeit**, während welcher die Maschine in Gang gewesen war. Man mußte aber diese zu Grunde legen, da es unmöglich ist, die Maschinen mit absoluter Regelmäßigkeit arbeiten zu lassen, und daher eine Maschine, welche factisch drei Stunden in Gang gewesen ist, an Bremszeit 10, 20 oder 30 Minuten mehr als 3 Stunden haben kann, wenn sie etwas rascher gelaufen ist, als bestimmt war. Dabei wurde dafür Sorge getragen, daß am Wasserstandsglase des Kessels zum Ende des Versuches ein ebenso hoher Wasserstand vorhanden war, als beim Beginn, und da das Wasser meist nach Ingangsetzung der Maschine im Wasserstandsglase etwas steigt, so wurden diese Ablesungen kurz vor Beginn und kurz nach Beendigung eines Versuches gemacht.

Wenn die Versuche in dieser Weise durchgeführt werden, so geben sie die wahre Leistung, welche jede ausgestellte Maschine bei Verbrennung einer bestimmten Kohlenmenge liefert; bei denjenigen Maschinen, bei denen die Dampfcylinder selbst mit dem Kessel verbunden sind, kann man aber nicht genau ermitteln, ob ihre geringere oder größere Leistung Schuld der eigentlichen Maschine, oder des Kessels, oder aller beider zusammen, oder der Geschicklichkeit des Heizers ist. Hierüber könnten nur specielle Versuche über die Wasserverdampfung weiteres Anhalten bieten, wenn z. B. die eine Maschine eine halb so gute Leistung als eine andere zeigte und es ergäbe sich, daß ihr Kessel, von ihrem Heizer bedient, nur halb soviel Wasser verdampfte, als der andere Kessel von seinem Heizer bedient, so würde dadurch festgestellt sein, daß die Maschinen als solche von gleicher Güte wären, aber es wäre noch nicht entschieden, ob die Kesselconstructionen oder die Heizer an dem Mindererfolg Schuld wären. Die Unsicherheit ließe sich allerdings dadurch vermeiden, daß man ein und dieselben Heizer für mehrere Kessel benützte.

Bei denjenigen Maschinen, die nicht fest mit dem Kessel verbunden sind, ist dies anders. Diese werden sämmtlich aus einem der Gesellschaft gehörigen Kessel mit Dampf versorgt, bei gleicher Sorgfalt und Geschicklichkeit der Bedienung und gleichem Kohlenverbrauch sollte also auch, während eines Versuches, eine gleiche Menge Wasser verdampft werden und, wenn dies nicht der Fall ist, so kann die Schuld nur in der Geschicklichkeit des Heizers gesucht werden. Leider fehlte bei der Ausstellung zu Oxford der zu einer genaueren Erhebung der Thatsachen erforderliche Apparat und mußte dafür eine Vorrichtung improvisirt werden, welche etwas unvollkommen war. Doch sollen hier zwei Beispiele über den Einfluß der Geschicklichkeit der Heizer mitgetheilt werden. Der Heizer der Reading-Eisenwerke verdampfte 9,37 Pfd. Wasser pro Pfund Kohle, derjenige von **Marshall**, Sons & Co. blos 8 Pfd., obwohl derselbe Kessel benutzt wurde. Nun war die Maschine der ersten Fabrik 3 Stunden 18 Minuten und 54 Secunden Bremszeit in Gang und brauchte 4,22 Pfd. Kohle pro stündliche Pferdekraft, während die Maschine von **Marshall** blos 2 Stunden 42 Minuten 6 Secunden in Gang blieb und 5,18 Pfd. Kohle pro Pferdekraft und Stunde verbrauchte. Hätte aber der Feuermann der Reading-Eisenwerke auch die **Marshall**'sche Maschine bedient, so würde letztere Maschine 3 Stunden 9 Minuten 51 Secunden gelaufen sein und nur 4,22 Pfd. (anstatt 5,18 Pfd.) Kohle pro stündliche Pferdekraft verbraucht haben.

Bei Betrachtung des Kohlenverbrauchs bei den unter 2 aufgeführten Maschinen, welche aus den Kesseln der Gesellschaft arbeiteten, muß man beachten, daß heutzutage fast bei allen Maschinen ohne Condensation der abgehende Dampf zum Vorwärmen des Speisewassers benutzt wird, weil dadurch circa 13 Procent an Kohlen erspart werden können, daß daher die bei den Versuchen erzielten Resultate um $13^1/_3$ Proc. niedriger sein müssen, als sie bei der praktischen Verwendung dieser Maschinen ausfallen würden.

Uebrigens wurde bei den Versuchen jede der kleinen vierpferdigen Maschinen blos von einem Manne bedient, der sie also zu schmieren, die Kohlen zu zerkleinern, dieselben aufzuschütten und die Speisung zu besorgen hatte. Bei den großen 10pferdigen Maschinen wurde dagegen ein Mann für die Maschine und einer für die Kessel zugelassen.

Die Manometer waren vorher mit einem Controlmanometer verglichen und Zeichen gemacht worden, welche der Spannung von 50 Pfd. entsprachen, ebenso waren sämmtliche Kessel vorher auf 100 Pfd. Druck geprüft worden.

Wir lassen nun die Tabelle I folgen, welche die Resultate der Versuche mit den Maschinen 1. Classe, nämlich mit transportabeln, aber nicht auf Rädern, sondern auf festen Füßen stehenden und am Kessel selbst befestigten Maschinen von 4 Pferdekraft Stärke enthält.

Da den Ausstellern nur die Bedingung gestellt war, daß der Cylinderdurchmesser nicht $7^1/_4$ Zoll überschreiten, und daß mit 50 Pfd. Dampfspannung gearbeitet werden sollte, so war die Bauart der Maschinen eine verschiedene und es unterschieden sich diejenigen der Firmen **Clayton & Shuttleworth**, **Brown & May** und des **Reading-Eisenwerkes** von den gewöhnlichen Locomobilen nur dadurch, daß sie auf Füßen und nicht auf Rädern standen, ja der eine der Aussteller brachte seine Maschine sogar auf den Rädern angefahren und stellte sie erst dort auf Füße. Die übrigen ausgestellten Maschinen hatten verticale Kessel und, mit Ausnahme einer einzigen, auch verticale Dampfcylinder.

Die Tabelle zeigt, daß die drei Maschinen mit horizontalen Kesseln die günstigsten Resultate gegeben haben, und hätte die Maschine des Reading-Eisenwerkes ihren Vorwärmer benutzen können, so würde sie sich noch mehr vor den Maschinen mit verticalen Kesseln ausgezeichnet haben. Man kann

Tabelle I. Versuche mit 4pferdigen,

Firma.	Nummer des Standes.	Nummer des Catalogs.	Nominelle Pferdekräfte.	Cylinderdurchmesser. Zoll.	Hublänge. Zoll.	Umdrehungen pro Minute.	Geschwindigkeit des Kolbens in Fußen pro Minute.	Umdrehungen der Bremsscheibe im Ganzen.	Gewicht am Bremshebel.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Clayton & Shuttleworth	329	7171	4	7	12	110	220	26397	65 Pfd. — Unz.
Robey	323	7110	—	$7^1/_4$	12	120	240	15027	72 „ 7 „
Riches & Watts . . .	326	7136	—	$6^1/_2$	10	150	250	15238	55 „ — „
Ashby, Jeffery & Luke .	9	478	—	$6^3/_4$	10	150	250	18366	56 „ 2 „
Brown & May . . .	302	6891	—	$7^3/_{16}$	12	120	240	24690	58 „ 3 „
Hancock & Foden . . .	312	6966	—	7	12	120	240	10322	70 „ 3 „
Marshall, Sons & Co. .	320	7081	—	$7^1/_4$	12	110	220	14581	76 „ 11 „
Reading-Eisenwerk . . .	154	4009	—	$5^3/_4$	14	140	$326^2/_3$	23799	57 „ 12 „
Eagles	292	6793	—	$6^1/_2$	10	100	$166^2/_3$	1386	167 „ 6 „
Davey, Paxman & Davey	322	7100	—	$6^3/_4$	12	115	230	16794	63 „ 5 „
Nicholson	160	4314	—	$6^3/_4$	12	100	200	4354	96 „ 14 „

dies nicht für zufällig halten, denn die horizontalen Kessel besitzen entschieden den Vorzug, daß die Bläschen des erzeugten Dampfes sich leichter über die verhältnißmäßig weit größere Oberfläche des Wassers im Kessel erheben können, als dies in den verticalen Kesseln der Fall ist, weshalb bei letzteren mehr Gefahr des Ueberreißens von Wasser (priming) vorhanden ist. Diese Gefahr ist um so größer, je höher die Dampfproduction gesteigert wird. Die Maschinen befanden sich also bei den Versuchen unter günstigeren Verhältnissen, als die, unter welchen sie meist in der Praxis arbeiten müssen, weil sie nur auf ihre nominelle Stärke in Anspruch genommen wurden, während sie sonst oft viel stärker angestrengt werden. Leider herrscht auch in Bezug auf die Dampfmaschinen die Mode und seit einigen Jahren sind gerade verticale Kessel Mode geworden. Dies kann in gewissen Fällen, z. B. bei Krahnen, wo diese Form der Kessel vorzugsweise benützt wird, sehr zweckmäßig sein, wenn der Raum sehr beschränkt und man gezwungen ist, mehr in die Höhe als in die Breite zu gehen; für landwirthschaftliche Zwecke kann aber Nichts diese Art von Kesseln empfehlen, als etwa eine geringe Ersparniß (bei einer 4pferdigen Maschine etwa 10 bis 30 Lst.) an den ersten Anschaffungskosten, und diese Sparsamkeit ist dann sehr falsch angebracht.

Was die verschiedenen Columnen der Tabelle anlangt, so ist zu bemerken, daß Columne 9 (die Gesammtzahl der Umdrehungen, welche die Bremsscheibe gemacht hat) nicht allein zum Vergleich benutzt werden kann, weil diese Zahl nicht blos von der Zeit, innerhalb deren die zugewogene Kohlenmenge verbrannt worden ist, sondern auch von dem Durchmesser der Bremsscheibe abhängig ist. Ebenso wenig können die Ziffern der 10. Columne (das am Bremshebel aufgehängte Gewicht) allein zur Vergleichung dienen, da dieses Gewicht im umgekehrten Verhältniß zur Geschwindigkeit steht. Dagegen läßt sich hierzu offenbar das Product aus den Ziffern der beiden Reihen 9 und 10, welches in Columne 11 aufgeführt ist, benutzen.

Gehen wir nun die zur Concurrenz zugelassenen Maschinen etwas näher durch, so haben wir zu erwähnen, daß

Nr. 7171 von Clayton & Shuttleworth eine transportable Maschine war, deren horizontaler Kessel auf einer gußeisernen, zugleich ein Speisewasserreservoir bildenden Fundamentplatte stand und eine Feuer- und Rauchbox, sowie Rauchröhren von der gewöhnlichen Einrichtung besaß. Die horizontale Maschine lag mittelst eines compacten, den Cylinder, die Geradführung und die Schwungradwellenböckchen tragenden Sattels auf dem Kessel und das Schwungrad war überhängend aufgesteckt. Der Sattel war hohl gegossen, so daß der ausströmende Dampf durch denselben nach dem Schornsteine abzog, nahm aber auch in einer andern Abtheilung das von der Pumpe aus der Fundamentplatte gehobene Speisewasser auf, so das dieses gehörig vorgewärmt in den Kessel gelangte. Diese nachträgliche Erwärmung des Speisewassers ist bekanntlich sehr vortheilhaft, da die Speisepumpen oft stocken, wenn sie heißes Wasser zu heben haben. Die Roststäbe waren so

am Kessel selbst befestigten Maschinen.

Product aus der Zahl der Umdrehungen (9) und dem angehängten Gewicht (10).	Betriebszeit für den Bremsversuch.	Zugemessenes Kohlenquantum in Pfunden.	Kohlenverbrauch in Pfunden pro Pferdekraft.	Preis der Maschinen in Pfd. Sterl.	Einrichtung der Maschine.	Ertheilte Preise.
11	12	13	14	15	16	17
1715805	3 St. 45 M. 24 S.	56	3,72	145	horizontaler Kessel	1. Preis. 9 Lst.
1088518	2 „ 22 „ 6 „	—	5,91	100	verticaler Kessel	Belobigung.
838090	2 „ 7 „ 24 „	—	6,60	105	desgl.	—
1030792	2 „ 15 „ 18 „	—	6,22	102	desgl.	—
1436649	3 „ 8 „ 54 „	—	4,44	125	horizontaler Kessel	2. Preis. 6 Lst.
724475	1 „ 35 „ 7 „	—	8,83	95	verticaler Kessel	—
1118180	2 „ 28 „ — „	—	5,67	115	desgl.	Besondere Belobigung.
1374392	3 „ — „ 48 „	—	4,65	145	horizontaler Kessel	3. Preis. 5 Lst.
231982	— „ 30 „ 30 „	—	27,61	100	Kessel vertic. Maschine horiz.	—
1063270	2 „ 19 „ 42 „	—	6,01	105	verticaler Kessel	Belobigung.
421794	— „ 55 „ 28 „	—	15,18	100	desgl.	—

dünn und dicht aneinander liegend, daß für die Praxis wohl stärkere Roststäbe nöthig sein dürften. Der von der Maschine eingenommene Raum betrug 8 Fuß Länge und 3 Fuß 2 Zoll Breite und außerdem $2^1/_2$ Zoll für das Schwungrad. Diese Maschine arbeitete sehr ruhig, indem nur bisweilen ein leichtes Zittern am Schwungrad wahrzunehmen war. Lager und Schmierhähne am Cylinder waren bequem mittelst eines Trittes mit 2 Stufen zu erreichen.

Nr. 7110 von Robey & Co. war eine an einem stehenden Dampfkessel befestigte Maschine mit einem $7^1/_4$ Zoll weiten verticalen Dampfcylinder, dessen Kolben mit 120 Umdrehungen pro Minute arbeitete. Der Kessel hatte 36 Field'sche Röhren von 2 Fuß 3 Zoll Länge. Der Schieber arbeitete mit Expansion, indem das Excenter durch den Regulator verstellbar war; die normale Füllung betrug $^1/_3$. Es sollte hierdurch eine gleichförmige Geschwindigkeit erzielt werden, wenn auch die Dampfspannung zwischen 50 und 33 Pfund pro Quadratzoll variirte. Der Regulator war horizontal auf der Schwungradwelle befestigt und mit einer um die Welle gewickelten Spiralfeder versehen, welche Widerstand leistet gegen die Centrifugalkraft der Kugeln. Er ist besonders kräftig construirt, um die Keile, welche die Excenter verschieben, bewegen zu können, doch dürfte diese Steuerung keinen besondern Vortheil bieten vor derjenigen mit einem gewöhnlichen Schieber und verstellbarem Excenter. Die Lagerböckchen der Schwungradwelle waren am Kessel befestigt, das schwere Schwungrad durch ein Gegengewicht balancirt, eine Betriebsscheibe nicht angebracht. Die Maschine nahm einen Raum von 4' 1" bei 3' 11" ein und stand sehr ruhig, ob sie gleich nur auf vier aufeinander gelegten hölzernen Schwellen lag. Das 6 Zoll breite Schwungrad ragte seitwärts 5 Zoll und über das Ende $24^1/_2$ Zoll vor. Der Dampfcylinder besaß ein Dampfhembe und der Kessel war mit 1 Zoll starken Latten bedeckt. Die Speisepumpe, welche nur 18 Zoll hoch zu heben hatte, war so eingerichtet, daß sie stets voll arbeitete; wurde im Kessel nicht so viel Wasser gebraucht, so ließ man es durch den theilweise geöffneten Hahn wieder zurücktreten. Für die Kolbenstange waren vier Führunglineale vorhanden. Am Kessel waren Reinigungslöcher und Controlvorrichtungen für den Stand des Wassers im Vorwärmer angebracht, welcher sich in dem hohlen Fußgestell, dessen Mitte von dem Aschkasten eingenommen wurde, befand, auch war die übrige Kesselarmatur vollständig und zweckmäßig vorhanden. Die Schwungradwelle war von Stahl und geknöpft. Die Feuerthür war dem Schwungrad gegenüber angebracht, der Rost aus $^3/_8$ Zoll starken Stäben mit $^5/_{16}$ Zoll Zwischenraum gefertigt, der 17 Zoll weite Feuerraum mit Ziegeln ausgesetzt, und äußerlich mit einem 3 Zoll weiten Wasserhembe umgeben. Die Höhe des Dampfraumes betrug 26 Zoll, die äußere Höhe des Kessels 7 Fuß 6 Zoll, die Höhe des Schornsteins über dem Kessel 8 Fuß, der Durchmesser des Kessels $3' 2^1/_2"$, das ganze Gewicht 53 Centner.

Nr. 7136 von Riches & Watt. Stehender Kessel mit verticaler Dampfmaschine auf besonderem Gerüst, das mit

auf der Fußplatte des Kessels steht. 3½zolliger Dampfkolben mit 10 Zoll Hub und 150 Umdrehungen pro Minute. Dampf abgeschnitten bei 3¾. Die Feuerbox enthält eine horizontale ringförmige Röhrenplatte, niedergebogen 1 Fuß 8½ Zoll in der Mitte, von welcher ein Kreis von 14 verticalen Röhren nach einer ebenen Röhrenplatte am Dom des Kessels hinaufsteigt, so daß der obere Theil der Rauchröhren durch den Dampfraum hindurchgeht, während zur weitern Ueberhitzung des Dampfes das Dampfrohr sich am Dom des Kessels um die Innenseite des Schornsteins windet. Conische Feuerbox. Kleiner Regulator am obern Ende des Kessels, durch Riemen und conisches Vorgelege getrieben und auf das Drosselventil einwirkend. Vertheilungsschieber und Expansionsexcenter, welches bei stillstehender Maschine mit Schlitz und Schraube verstellt werden kann und zugleich die Speisepumpe treibt. Gute Führungen: Schmiedeeiserne Kurbelwelle mit Lagern zu beiden Seiten der Kurbel und neben dem Schwungrad. Gegengewicht am leichten Schwungrad und Riemenscheibe. Vorwärmer im Fußgestelle und Speisepumpe, welche nur 8 Zoll hebt. Zwei Wasserstandszeiger am Vorwärmer. Schmiedeeiserne Roststäbe ⅜ Zoll breit und 1⅜ Zoll hoch mit $^3/_{16}$ bis ¼ Zoll Zwischenraum. Durchmesser des Feuerraumes 17, des Kessels äußerlich 33 Zoll bei 6 Fuß Höhe. Kessel verpackt mit einer Filzlage und 1¼ Zoll Holz und Blech. Cylinder ebenso eingepackt, aber ohne Dampfhemd. Gesammtgewicht 33 Ctr. Raumbedarf 4 Fuß 3¼ Zoll bei 3 Fuß ½ Zoll. Das Schwungrad steht 6 Zoll in der Breite und 16 Zoll in der Länge vor. Ofenthür gegenüber. Zwei Wasserstandsgläser ohne Probirhähne; Ausblasehahn. Schornsteinhöhe über dem Kessel 6 Fuß. Gang der Maschine ziemlich ruhig.

Nr. 478. Ashby & Jeffrey. — Stehender Kessel mit daran befestigter verticaler Maschine. Doppelter Cylinder 6¾ Zoll weit, 10 Zoll Hub, 150 Touren pro Minute. Kessel mit zwei horizontalen Rohrplatten, 37 Stück innerlich $1^9/_{16}$ Zoll weiten Rauchröhren, 5 Fuß 4 Zoll hoch (mit 16 Zoll Dampfraum). Die unten vom Feuer berührte Rohrplatte dürfte öfteres Putzen nöthig haben. Feuerbox innerlich 22½ Zoll weit. In der Mitte des Rostes steht ein in einen conisch zulaufenden gußeisernen Ring von 11¾ Zoll Durchmesser am obern Ende eingeschlossener Thoncylinder, die radialen Ringe der Stäbe außerhalb dieses Cylinders sind 5 Zoll und 3⅛ Zoll, die Stäbe ⅜ bis $^7/_{16}$ Zoll mit ⅛ bis ¼ Zoll Zwischenraum. Der Regulator ist an der Seite angebracht und durch Riemen- und Zahnradvorgelege getrieben. Vertheilungs- und Expansionsschieber, welcher durch ein verstellbares Excenter getrieben wird. Speisepumpe mit besonderem Excenter. Dampfabschluß bei 3 Zoll, aber wesentlich abzuändern. Kreuzkopfführung mittelst eines einzigen stählernen Lineals von gehöriger Breite mit Stellvorrichtung. Lenkerstange mit Bügeln. Großes Schwungrad mit Gegengewicht, aber keine Riemenscheibe. Vorwärmung des Speisewassers durch den Aschkasten im Fußgestell. Regulirungshahn an der Speisepumpe. Regulator am Aschkasten. Abblasehahn am Kessel. Verpackung des Kessels mit einer kalkigen Composition von 1¼ Zoll Stärke und Blechmantel. 2 Probirhähne und Wasserglas. 4 Fuß hoher Schornstein. Basis 2 Fuß 9½ Zoll ins Quadrat. Das Schwungrad steht seitweis 5½, längsweis 29 Zoll vor. Reinigungsöffnungen am Kessel. Kessel 2 Fuß 4½ Zoll weit, 5 Fuß 11 Zoll hoch. Gang der Maschine besonders ruhig. Hubhöhe der Pumpe 18 Zoll. Gewicht 27 Cwt.

Nr. 6891. Brown & May. Horizontaler Röhrenkessel mit 21 Stück 2¼ Zoll weiten Röhren von Nr. 10 Stärke der Birminghamer Lehre, 5 Fuß 7 Zoll lang. Liegende Maschine. Cylinder auf der Decke der Feuerbox liegend, $7^3/_{16}$ Zoll weit, 12 Zoll Hub, 120 Umdrehungen pro Minute. Dampfabsperrung bei 2¾ Zoll, aber verstellbar. Besonderer Expansionsschieber mit verstellbarem Excenter. Der Regulator steht auf dem Kessel und wird durch Riemen und conisches Vorgelege getrieben. Cylinder mit Dampfhemd und Verpackung. Schieberkasten auch verpackt. Der ausblasende Dampf geht längs des Kessels durch einen Vorwärmer, der mit Luftkessel auf der Spitze versehen ist, um ihn gegen Frostschaden zu schützen. Pumpe mit besonderem Excenter treibt das kalte Wasser durch den Vorwärmer in den Kessel, kann also auch aus einem nicht zu tiefen Brunnen saugen und arbeitet stets voll, da ein Ueberflußhahn vorhanden ist. Argand'sches Blasrohr mit 2¼ Zoll Oeffnung und Stellconus im Innern von 1⅜ Zoll Durchmesser an der Spitze, so daß ringsum $^7/_{16}$ Zoll Zwischenraum bleibt. Feuerbüchse 1 Fuß 6 Zoll hoch vorn und hinten und 2 Fuß 1 Zoll weit. Roststäbe ¾ bis 1 Zoll, Zwischenraum ¼ bis ⅜ Zoll. Der Kessel ist mit Ausräumthüren, Abblasehahn, Wasserstandsglas und 2 Probirhähnen, und einem engen Blasrohr nach dem Schornstein versehen. Am Cylinder guter Schmierhahn. Ganze Länge 9 Fuß 5 Zoll, Breite der Feuerbox 2 Fuß 8 Zoll. Der Vorwärmer steht 6 Zoll, das Schwungrad 8 Zoll vor. Gut balancirtes Schwungrad. Gesammtgewicht mit den Rädern 3 Tons.

Nr. 6966. Hancock & Foden. Stehender Kessel mit daran befestigter Maschine. Cylinder oben. Vertheilungs- und Expansionsschieber. Nichtverstellbar. Cylinder 7 Zoll weit, 12 Zoll Hub, 120 Umgänge. Regulator am Cylinder befestigt. Pumpe mit besonderem Excenter. 4 Führungslineale. Keine Riemenscheibe. Schwungrad nicht balancirt, daher unegaler Gang der Maschine. Das Speisewasser wird durch das Condensationswasser und den Dampf des Ausblaserohres erwärmt und ist 18 Zoll hoch zu heben. Die Pumpe arbeitet stets voll und der Ueberfluß geht ins Bassin zurück. Dampfcylinder ohne Dampfhemd. Ein Rohr quer durch die Feuerbox und ein Stoßblech (baffling plate) unter

dem Schornsteinzuge hindert das Entweichen der Feuergase, ehe sie die Decke berührt haben. Feuerbox 2 Fuß 3 Zoll Durchmesser, 3 Fuß 7 Zoll hoch, Gehäuse des Kessels 2 Fuß 10 Zoll Durchmesser, 6 Fuß 6 Zoll hoch. Roststäbe $^7/_{16}$ Zoll dick, $^5/_{16}$ Zoll Abstand. Eine 9 Zoll starke Backsteinzunge geht von der Feuerthür nach hinten. Ausräumöffnung am Kessel und Vorwärmer. Kessel verpackt und mit Blechmantel. Basis 3 Fuß 11 Zoll bei 4 Fuß. Schornstein 4 Fuß hoch. Schwungrad seitweis $4^1/_2$, längsweis 2 Fuß 4 Zoll vorstehend. Gewicht ungefähr 2 Tons 12 Cwt.

Nr. 7081. Marshall, Sons & Co. Stehender Kessel mit darin hängenden Röhren nach Art des schon beschriebenen Robey'schen Kessels, eingehüllt in einen starken Kesselblechmantel. Maschine fast vertical, Cylinder oben. 4 Führungslineale. Vertheilungs- und Expansionsschieber mit besonderem verstellbaren Excenter. Dampfabschluß bei 3 Zoll. Speisepumpe im Bassin stehend, so daß sie siedendes Wasser pumpen kann. Speisewasservorwärmer mit kupfernen Röhren und viel Heizfläche. Dampfhemd am Cylinder und den Böden, darüber Verpackung und Blechmantel. Schmiedeeiserne Welle ohne Riemenscheibe. Schwungrad nicht balancirt. Kessel mit 2 Wasserstandsgläsern, Ausräumthüren und kleinem Abblasehahn versehen. Regulirungshahn für den Zutritt des ausblasenden Dampfes zum Vorwärmer. Speisewasserbassin unter dem Kessel mit Aschkasten. Regulator ist oben aufgestellt. Zapfenlager mit großen Schalen, durch Blechplatten auf dem Kessel vernietet. Schornstein 7 Fuß hoch, $9^1/_2$ Zoll weit. Vorsprung des Schwungrades seitwärts und übers Ende 6 Zoll. Kessel 2 Fuß 7 Zoll weit, 7 Fuß hoch. Basis 3 Fuß 10 Zoll bei 6 Fuß. Gang ruhig.

Nr. 4009. Reading-Eisenwerk. — Horizontaler Kessel mit 31 Röhren von $2^1/_2$ Zoll äußerer Stärke und 5 Fuß 6 Zoll Länge. Horizontaler Dampfcylinder auf der Decke der Feuerbox, $5^1/_4$ Zoll Durchmesser, 14 Zoll Hub, 140 Touren pro Minute. Vertheilungs- und Expansionsschieber mit besonderem Excenter, das durch Schrauben auf der Welle verstellbar ist. Dampfabschluß bei $3^1/_2$ Zoll. Speisepumpe mit besonderem Excenter. Ohne Vorwärmer, der aber dazu geliefert wird. Speisepumpe mit Hahn, welcher das zu viel gehobene Wasser, wieder zurücklaufen läßt. Verschließbares und gewöhliches Sicherheitsventil. Große Schmierbecher für Cylinder und Kurbelwarze. Regulator auf der Decke des Kessels mit Riementrieb und conischem Vorgelege. Gegengewicht am Schwungrad. Keine Riemenscheibe. Cylinder mit Dampfhemd und Verpackung von Filz, Holz und Blech. Vier Führungslineale. Kessel mit 2 Wasserstandshähnen und Wasserstandsglas. Blasrohr im Schornstein. Reinigungsöffnung und Abblaseschraubventil. Aschenkasten mit dicht schließendem Regulator und Kette. Cylinder des Kessels 2 Fuß 2 Zoll Durchmesser, außen 2 Fuß 10 Zoll breit, 8 Fuß 10 Zoll lang. Rauchbox 2 Fuß 8 Zoll Durchmesser, $12^1/_2$ Zoll lang. Schwungrad reicht bis 1 Fuß 10 Zoll von der Kesselaxe und steht in der Länge nicht vor. Schornstein 7 Fuß 4 Zoll hoch, $7^1/_2$ Zoll weit. Feuerbox äußerlich 1 Fuß $11^1/_2$ Zoll, innerlich 1 Fuß $5^1/_2$ Zoll von vorn nach hinten, innen 2 Fuß $^1/_2$ Zoll weit, mit Backsteinen ausgesetzt, 3 Zoll stark auf der Feuerthürseite und an der Rohrwand, $4^1/_2$ Zoll stark an der rechten Seitenwand, so daß ein Feuerraum von 1 Fuß 8 Zoll bei 11 Zoll bleibt. Gewicht 2 Tons 4 Cwt., wobei auf die in den Preis mit inbegriffenen Räder $3^1/_2$ bis 4 Cwt. kommen.

Nr. 6793. Eagles. Stehender Kessel mit gewöhnlicher Feuerbox, in welcher blos 2 sich kreuzende Rohre liegen. Großer Feuerraum, breite Stäbe. Liegende Maschine auf dem gußeisernen Fußgestell des Kessels mit $6^1/_2$ Zoll Kolbendurchmesser und 10 Zoll Hub, 100 Umdrehungen pro Minute. Blos ein Schieber mit Sförmig gebogenem Excenter. Tförmiger Gleitblock auf einem an der Maschinenplatte befestigten Lineal und unter einem darüber befestigten Lineal gleitend. Kleine, über die Führungslineale hervorragende Speisepumpe. Regulator über der Schwungradwelle stehend und durch Friction getrieben. Schwungrad nicht balancirt, Riemenscheibe blos 2 Fuß hoch und 6 Zoll breit. Schlechte Ausführung. Cylinder blos mit Holz umlegt, kein Dampfhemd. Blos ein Wasserstandszeiger, keine Probirhähne, kein Abblasehahn, kein festverschlossener Aschkasten mit Regulator. Reinigungsthüren am Kessel und Wasserbehälter im Fußgestell. Feuerbox innerlich 2 Fuß $4^1/_2$ Zoll weit, Stäbe $^3/_4$ Zoll breit mit $^5/_8$ Zoll Zwischenraum. Wasserhemd und Rohrwand 3 Zoll weit. Durchmesser des Kesselmantels 2 Fuß $10^1/_2$ Zoll. Basis 4 Fuß 5 Zoll bei 4 Fuß 9 Zoll. Höhe 5 Fuß $7^1/_2$ Zoll. Das Schwungrad steht seitwärts 7 Zoll, längsweis 1 Fuß $6^1/_2$ Zoll vor. Beim Betrieb war der Schornstein stets rothglühend, die Asche und Schlacke entzündeten die Hölzer, auf denen die Maschine stand, da der Aschkasten nicht dicht schloß, das Fußgestell sprang gerade durch und der Kohlenverbrauch war enorm.

Nr. 7100. Davey, Paxmann und Davey. Verticale Dampfmaschine an einem stehenden Kessel mit auf dem Fußgestell gelagerter Kurbelwelle, $6^3/_4$ Zoll Cylinderdurchmesser und 12 Zoll Hub bei 115 Touren. Kessel bestehend aus einem cylindrischen Mantel, 7 Fuß 3 Zoll hoch und 2 Fuß 7 Zoll weit, einer cylindrischen Feuerbox, 2 Fuß weit und 4 Fuß 3 Zoll hoch über dem Roste, einem von der Decke der Feuerbox bis zur Kesseldecke reichenden $7^1/_2$ Zoll weiten Rauchrohr, und 16 von der Decke ungefähr 3 Zoll weit herabhängenden und dann herumgebogenen und am unteren Ende am Umfange der Feuerbox befestigten, $2^1/_2$ Zoll weiten (äußerlich) Sieberöhren, welche unten mit dem Wasser, seitwärts mit dem Feuerraum und oben mit der Decke des Letzteren communicirten. Unter dem Rauchrohr im Mittel ist ein concaver Schirm angebracht, um das directe Entweichen

der Feuergase zu hindern. Cylinder mit Dampfhemd an den Böden und am Umfang, welches stets mit dem Kessel communicirt und das condensirte Wasser wieder in den Kessel zurückfließen läßt. Kein Expansionsventil. Fußgestell an drei Seiten hohl und als Speisewasserbassin dienend; Speisewasser durch Zutritt eines Theiles des ausblasenden Dampfes vorgewärmt. Speisepumpe mit besonderm Excenter. Regulator mit dem Drosselventil verbunden. Die Maschine wurde durch Mr. Paxman selbst bedient, welcher erklärte, daß er darauf nicht eingeübt sei.

Nr. 4314. W. Nicholson. Stehender Kessel mit verticaler Maschine. Cylinderdurchmesser 6¾ Zoll, Hub 12 Zoll, 100 Umgänge pro Minute. Maschine und Kessel ruhten auf demselben gußeisernen Fußgestell, waren aber sonst nicht unter sich verbunden. Cylinder untenstehend, Kurbelwelle darüber liegend. Kessel cylindrisch, 6 Fuß 8 Zoll hoch äußerlich und 2 Fuß 9 Zoll im Durchmesser. Feuerbox im Innern etwas conisch mit zwei geneigten querdurchgehenden Rohren und 16 von der Decke herabhängenden Field'schen Sieberöhren. Mittleres Rauchrohr unter dem Schornstein. Nicht ausgekleidet. Blos ein Schieber und nahezu ganze Füllung. Kein Regulator am Aschkasten, noch sonst ein Zugregulator. Arbeit gut. Verhältnisse der einzelnen Theile gut.

Wir kommen nun zu den Versuchen mit einer zweiten Classe von Dampfmaschinen, nämlich stationären Maschinen, welche aus einem besondern, der Gesellschaft gehörigen Dampfkessel mit Dampf versorgt wurden. Es wurden bei diesen Versuchen, bei denen sich blos 6 Aussteller betheiligten, dasselbe Verfahren angewendet, wie bei den vorher besprochenen und die Resultate derselben sind in nachstehender Tabelle II zusammengestellt. Doch ist noch zu bemerken, daß die Heizung des Dampfkessels durch einen von jedem Aussteller selbst zu stellenden Mann besorgt wurde.

Tabelle II. Versuche mit stationären

Firma.	Nummer des Standes.	Nummer des Cataloges.	Nominelle Pferdestärke.	Cylinderdurchmesser. Zoll.	Hublänge. Zoll.	Umdrehungen pro Minute.	Geschwindigkeit des Kolbens in Fuß pro Met.	Umdrehungen der Bremsscheibe im Ganzen.	Gewicht am Bremshebel.
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
G. H. Ellis	293	6801	8	10	10	125	208⅓	—	—
E. R. & E. Turner . .	184	4831	10	11	18	105	315	21451	120 Pfd. 15 Um
Clayton & Shuttleworth	329	7172	10	10	20	65	216⅔	21236	182 „ 8 „
Marshall, Sons & Co. .	320	7082	10	10¾	16	70	186⅔	12848	240 „ 3 „
Reading-Eisenwerk . . .	154	4010	10	8⅝	20	105	350	25411	149 „ — „
W. S. Underhill . . .	148	3828	10	10¾	14	97	226⅛	20549	132 „ 8 „

Ueber die nähern Einrichtungen der concurrirenden Dampfmaschinen ist noch Nachstehendes zu bemerken.

Nr. 6801. G. H. Ellis. Diese Maschine wurde vom Aussteller als Hebelmaschine (lever engine) bezeichnet und ist bei Ellis & Co. in London, 91. Gracechurch-street, gebaut. Ihre Einrichtung ist schwer zu beschreiben. Der Cylinder ist rechtwinkelig am Ende der Schwungradwelle befestigt und rotirt mit dieser. Letztere ist hohl und durch eine Scheidewand in einen Dampfzuführungs- und Dampfabführungscanal getheilt. Dampfrohr und Austrittsrohr sind mit einem feststehenden Lagerblock verbunden, in welchem sich die hohle Welle um einen Conus mit Ein- und Austrittsöffnungen dreht, so daß ohne weitere Schieber ein abwechselnder Zu- und Austritt des Dampfes nach dem Cylinder herbeigeführt wird. Am Cylinderende der Welle befindet sich bei 5 Zoll Abstand über der gemeinsamen Axe des Cylinders und der Welle ein fester Zapfen, um welchen sich ein Gleitblock dreht, der in der Coulisse eines gußeisernen, den Cylinder umfassenden und mit den Enden der zu beiden Seiten des Dampfcylinders hervortretenden Kolbenstangen verbundenen Rahmens gleitet. Wenn also Dampf auf den Kolben drückt, so sucht er den Rahmen zu verschieben und dadurch entsteht ein Seitendruck, welcher den ganzen Cylinder sammt Rahmen sich zu drehen nöthigt. Gleichzeitig muß aber ein Gleiten zwischen dem Cylinder und dem Rahmen stattfinden und diese beiden Bewegungen, die eine in der Richtung der Cylinderaxe, die andere rechtwinkelig dazu, müssen natürlich bedeutende Reibungswiderstände zur Folge haben.

Die Reibung ist jedenfalls schlimmer, als bei den Dampfmaschinen mit Schleife an der Kolbenstange, bei denen keine Lenkerstange vorhanden ist, da hier nicht einmal der die Reibung erzeugende Druck in der Richtung der Axe, sondern seitwärts

davon gerichtet ist. Wie zu erwarten war, fielen denn auch die Versuche sehr ungünstig aus. Mr. Ellis ließ den Maschine, deren Stärke er zu 8 Pferdekräften angab, mit 125 Umdrehungen laufen und auf dem Bremshebel befanden sich 230 Pfd. Gewicht. Obschon das Schwungrad sehr klein und daher die Bremsscheibenumgangsgeschwindigkeit gering war, so war doch die Maschine bei 125 Umdrehungen nicht im Stande, dieses Gewicht zu heben, sondern erst bei 42 Umgängen. Man verminderte die Belastung allmälig, um zu sehen, welche Last die Maschine mit 125 Umdrehungen fortzubringen vermöchte, aber man bekam selbst bei 36 Pfund Gewicht diese Geschwindigkeit noch nicht. Wir ließen nun den Brems abwerfen und die Maschine so schnell laufen, als sie konnte, und erhielten da nur 126 Umgänge, also blos einen mehr, als sie bei voller Belastung machen sollte. Weitere Versuche wurden dann nicht mehr angestellt, doch ist es zu bedauern, daß der Kohlenverbrauch bei 42 Umgängen nicht ermittelt worden ist. Jedenfalls war er sehr hoch. Abgesehen davon leistete die Maschine nur $^1/_3$ so viel, als sie leisten sollte, und wir würden die Mittheilungen über dieselbe nicht so ausführlich gegeben haben, wenn wir nicht hoffen dürften, vielleicht andern Erfindern, welche dieselbe Idee haben könnten, damit einen Dienst zu leisten.

Nr. 4831. E. R. und F. Turner. Liegende Maschine auf gußeiserner, gehobelter Fundamentplatte mit schmiedeeiserner Kurbelwelle, die nicht auf beiden Seiten Lager hatte, sondern auf der einen Seite vorragte und eine Kurbelscheibe trug. Dampfcylinder mit Dampfhemd am Umfang und auf beiden Böden. Expansionsschieber auf dem Rücken des Vertheilungsschiebers, dessen Hub durch den Regulator verändert wurde, indem nahe beim Expansionsexcenter eine Coulisse angebracht war, deren Gleitklotz durch den Regulator gehoben und gesenkt wurde. Der Regulator wurde nur durch Zahnräder getrieben und es gab weder Drosselventil, noch sonst eine Regulirung

Maschinen von 8 bis 10 Pferdekräften.

Product aus der Zahl der Umdrehungen (9) in das Gewicht (10).	Betriebszeit für den Bremsversuch.	Zugemessenes Kohlenquantum in Pfunden.	Kohlenverbrauch in Pfunden pro stündliche Pferdekraft.	Preis der Maschinen in Pfd. Sterl.	Einrichtung der Maschinen.	Ertheilte Preise.
11	12	13	14	15	16	17
—	—	112	—	70	sogen. Hebelmaschine.	—
2594230	2 St. 17 M. 50 S.	140	6,09	142	liegende Maschine.	—
3875570	3 „ 23 „ 36 „	140	4,12	240*)	desgl.	1. Preis. 11 Lst. 5 Sh.
3085929	2 „ 42 „ 6 „	140	5,18	130	desgl.	2. „ 7 „ 10 „
3786239	3 „ 18 „ 54 „	140	4,22	202**)	desgl.	1. „ 11 „ 5 „
2722742	2 „ 23 „ — „	140	5,87	150	desgl.	—

für den Dampfzutritt außer der beschriebenen Expansionssteuerung. Speisepumpe durch ein drittes Excenter betrieben. Das Hauptexcenter saß in der Mitte des dieserhalb gabelförmig gestalteten Hauptlagers. Beim Versuche lief diese Maschine 2 Stunden 17 Minuten 15 Secunden mit einem Kohlenverbrauch von 6,09 Pfd. pro stündliche Pferdekraft, doch dürfte das geringe Ergebniß zum Theil Schuld des ungeschickten Heizers sein.

Nr. 7172. Clayton & Shuttleworth. Liegende Maschine mit completter Fundamentplatte. Gekröpfte schmiedeeiserne Kurbelwelle mit Lagerböcken auf jeder Seite, deren Lagerschalen mit Seiten- und Verticalstellung versehen waren. Cylinder ringsum mit Dampfhemd umgeben, der direct vom Kessel entnommen wurde. Expansionsschieber regirt durch eine Coulisse, welche nahe am Cylinder aufgehangen war und deren Gleitblock durch den Regulator gehoben und gesenkt wurde. Der Regulator wirkte gleichzeitig auch auf das Drosselventil in gewöhnlicher Weise. Speisepumpe mit besonderm Excenter. Construction und Dimensionirung vorzüglich, ebenso wie die Ausführung. Die Maschine wurde 3 Stunden 23 Minuten 36 Secunden Bremszeit betrieben mit 4,12 Pfd. Kohlenverbrauch pro stündliche Pferdekraft. Wegen der Prämiirung wird weiter unten das Nähere angegeben.

Nr. 7082. Marshall, Sons & Co. Liegende Maschine auf sehr massiver Fundamentplatte von 2 Fuß 2 Zoll Höhe mit Scheidewand, welche nicht blos zur Versteifung, sondern auch zur Aufnahme des abgetropften Oels diente. Der Cylinder war in das Gerüst versenkt, in welchem auch die Lager eingebettet waren, so daß es den Schub gänzlich

*) incl. Cornwaller Kessel.

**) incl. Kessel.

aufnahm. Doppelt gelagerte Schwungradwelle von Schmiedeeisen mit Gegengewicht. Cylinder sammt Böden mit Dampfhemd, in welches Kesseldampf eingeleitet wurde. Expansionsschieber. welcher zwischen dem Rücken des Hauptschiebers und einer festen Entlastungsplatte arbeitete. Die Expansion war während des Ganges verstellbar, mittelst links und rechtsgängiger Schraube. Regulator mit Drosselventilstellung. Verpackung von Cylinder und Hemd. Die Maschine arbeitete 2 Stunden 42 Minuten 6 Secunden mit 5,18 Pfd. Kohlenverbrauch pro stündliche Pferdekraft. Auch das verdampfte Wasser wurde beobachtet, wobei sich zeigte, daß der Heizer den andern Heizern nicht gleich kam. Wäre dies der Fall gewesen, so würde der Versuch günstiger ausgefallen sein. Im Preise ist die Speisepumpe nicht mit inbegriffen. Ueber die Solidität kann nicht genug Rühmliches gesagt werden, ebenso über die Weise, wie die Maschine arbeitete. Unter Berücksichtigung der angeführten Umstände wurde dieser Maschine der zweite (oder eigentlich dritte) Preis zu erkannt.

Nr. 4010. Reading-Eisenwerke. Liegende Maschine auf einer gehobelten Fundamentplatte mit Lagerböcken, deren Schalen in horizontaler und verticaler Richtung verstellbar waren. Schmiedeeiserne, nicht gekröpfte Kurbelwelle. Cylinder mit Dampfhemd am Umfang, welches mit dem Kessel communicirte, und Lufträumen an den Böden. Verstellbare Expansionsschieber. Regulator mit dem Drosselventil verbunden. Speisepumpe mit besonderm Excenter. Dimensionirung und Ausführung vorzüglich. Kohlenverbrauch 4,22 Pfd. pro stündliche Pferdekraft. Preis 202 Pfd. Sterling, also 38 Lst. geringer, als bei der Maschine von Clayton & Shuttleworth, obwohl der Kohlenverbrauch nur um 0,1 Pfd. höher war. Daher wurde der erste Preis zwischen diesen beiden Maschinen getheilt.

Nr. 3828. W. S. Underhill, Newport, Salop. Liegende Maschine mit Lagerplatte. Die Lagerböcke hatten kreuzweis geschnittene Schalen mit seitlicher Stellung. Cylinder und Böden umspült von Dampf aus dem Schieberkasten. Expansionsschieber von besonderer Construction, indem der Schieber das Drosselventil umschloß, welches sich daher mit hin- und herbewegte. Verstellung der Expansion per Hand beim Stillstande. Die Maschine trieb keine Speisepumpe, sondern neben dem Dampfcylinder stand eine kleine Dampfpumpe, welche mit Dampf aus dem Dampfhemde getrieben wurde. Der durch die unmittelbare Verbindung der Drosselklappe mit dem Cylinder zu erzielende Vortheil dürfte sehr gering sein, da der Dampfraum zwischen der Drosselklappe in ihrer gewöhnlichen Stellung und dem Cylinder kaum für einen Viertelumgang der Maschine ausreichend sein dürfte. Dies wird auch durch den verhältnißmäßig hohen Kohlenverbrauch bestätigt. Uebrigens hatte der Erbauer die Anwendung eines Speisewasservorwärmers beabsichtigt, was aber bei den Bremsversuchen nicht ging. (Engineer Nr. 771 bis 775.)

Zusatz der Redaction.

Vergleicht man die Ziffern der 14. Columne in Tabelle II mit denjenigen in Tabelle I, so wird man dadurch überrascht, daß die aus einem besondern Dampfkessel mit Dampf versorgten 10pferdigen stationären Maschinen in Bezug auf den Kohlenverbrauch pro stündliche Pferdekraft sich keineswegs besonders vor den transportabeln Maschinen besserer Construction auszeichnen. Die prämiirten Maschinen der ersten Classe zeigten nämlich

3,72, 4,44, 4,65 Pfd,

diejenigen der 2. Classe

4,12, 4,22, 5,18 Pfd. Kohlenverbrauch pro Stunde und Pferdekraft.

Die Kolbengeschwindigkeiten scheinen wenigstens innerhalb der Grenzen von 220 bis 350 Fuß pro Minute hierauf ohne Einfluß zu sein. Dagegen zeigt sich entschieden der Vortheil einer guten Verpackung der Kessel und Cylinder, sowie starker Expansion und der Dampfhemden um den Cylindern, endlich auch derjenigen der dicht schließenden Aschkasten mit Zugregulatoren. Obschon leider die Größe der Heizfläche nicht angegeben ist, so deutet doch der Umstand, daß die horizontalen Röhrenkessel sich besser bewährt haben, als die stehenden, darauf hin, daß auch dieser Factor eine nicht unwesentliche Rolle spielt.

Da in den Tabellen I und II nur die Producte aus den Umdrehungszahlen, welche die mit dem Brems belasteten Maschinen während der Zeit verrichteten, in welcher das zugewogene Kohlenquantum verbrannt wurde, und den auf die Bremsschale aufgelegten Gewichte notirt sind und zur Vergleichung benutzt werden, so ist man zweifelhaft, ob die Angaben der 14. Columne wirklich in der Weise zu verstehen sind, wie man in Deutschland den Kohlenverbrauch pro Pferdekraft und Stunde ermittelt. Man wird hierüber um so mehr zweifelhaft, als die Zahlen der Columne 14 offenbar durch Division der in 13 angegebenen, während des Bremsversuches verbrannten Kohlenmenge durch die in Columne 12 notirte Zeit und die nominelle Stärke der Maschinen aus Columne 14 erhalten werden. Nimmt man z. B. die erste Maschine der Tabelle I, diejenige von Clayton & Shuttleworth, so erhält man:

$$\frac{56}{3 \text{ St. } 45 \text{ M. } 24 \text{ S.} \times 4} = 3{,}72,$$

wie in Columne 14 angegeben ist, und man könnte also glauben, daß die in der That überraschend niedrigen Ziffern der Columne 14 nicht den stündlichen Kohlenverbrauch pro wirkliche Pferdekraft, sondern denjenigen pro nominelle Pferdekraft bedeuteten. Allein dem ist nicht so. Die in Columne 10 angegebenen Belastungen sind nämlich so gewählt, daß die Maschinen bei den in Columne 7 notirten Umdrehungszahlen

pro Minute die in Col. 4 angeführten Leistungen in Pferdekräften à 33000 Fußpfund pro Stunde verrichteten.

Auch dagegen läßt sich nichts sagen, daß zur Vergleichung der Leistungen blos die Producte aus den Umdrehungszahlen und Bremsbelastungen benutzt worden sind, vorausgesetzt, daß stets dieselbe Bremsscheibe benutzt worden ist. Dies scheint aber der Fall gewesen zu sein, wenigstens erhält man für jede Tabelle einen constanten Factor, wenn man die Zahlen der 11. Columne durch das Product aus den Zahlen der 4. und 12. Columne dividirt. Wenn nur einiges Nähere über die Einrichtung des Bremsapparates mitgetheilt wäre, so würde man auch im Stande sein, den Durchmesser der Bremsscheibe zu berechnen.

Je mehr man aber die Ueberzeugung gewinnt, daß die mitgetheilten Versuche Glauben und Vertrauen verdienen, um so mehr wird man davon überrascht, daß es gelungen ist, selbst bei den schwachen Maschinen der Tabelle I den Brennmaterialverbrauch pro stündliche Pferdekraft so bedeutend herunterzuziehen, und es ist dies gelungen lediglich durch gute Arbeit und durch Anwendung längst bekannter Mittel, nämlich guter Verpackung, starker Expansion, Anwendung des Dampfhemdes, Regulirung des Zuges.

Die Red. des Civilingenieur.

Ueber die Beschleunigungen in einer Pleuelstange und Berechnung der durch dieselben hervorgerufenen Maximalbiegungsspannung.

Von

R. Pröll,

Assistent am Polytechnicum in Aachen.

(Hierzu Tafel 8 bis 10).

Einleitung.

Befindet sich eine Pleuelstange in der Ebene des Kurbelkreises in oscillatorischen Schwingungen, so entsteht in jedem Massentheilchen ein bestimmter Druck, der durch das Product aus Masse und effectiver Beschleunigung gemessen wird. Derselbe ist im Allgemeinen unter einem bestimmten Winkel gegen die Stange geneigt. Nur der Theil desselben, welcher normal zur Stange gerichtet ist, ruft in derselben eine Biegungsspannung hervor. Es handelt sich also

1) um die Bestimmung der effectiven Beschleunigungen der einzelnen Punkte der Größe und Richtung nach, unabhängig von der Massenvertheilung,

2) um die Bestimmung des Gesetzes, nach welchem bei vorgeschriebener Massenvertheilung die Pleuelstange auf Biegung in Anspruch genommen wird.

Die Massenvertheilung ist in der Praxis meistens eine ungleiche; entweder macht man die Pleuelstange nach der Kurbel zu stärker, indem man bei constanter Breite die Dimension in der Schwingungsebene vergrößert, oder man giebt ihr bei rundem Querschnitt von der Mitte aus nach beiden Enden ein bestimmtes Verjüngungsverhältniß.

Im Folgenden werde ich vorwiegend den synthetischen Weg verfolgen und erst auf Grund der Resultate, die geometrisch hergeleitet sind, die zur Lösung der vorliegenden Aufgabe nothwendigen Rechnungen ausführen.

Was das Gesetz der Beschleunigungen der einzelnen Punkte eines in einer Ebene bewegten starren Systems betrifft, so lehrt die Geometrie der Bewegung starrer Körper (kinematische Geometrie)*) eine interessante Abhängigkeit. Dieselbe ist so bestimmt und faßbar, daß sie ohne weitern allgemeinen Beweis sich in folgendem Satz zusammen fassen läßt:

Wenn ein ebenes starres System von Punkten gezwungen ist, sich in irgend einer Weise in der Ebene

*) Anmerkung. Die Kenntniß der Grundprinzipien der kinematischen Geometrie verdanke ich in erster Linie Herrn Prof. Dr. Aronhold in Berlin und bin ich ihm deßwegen zu großem Danke verpflichtet.

zu bewegen, so existirt in jedem Augenblick in der Ebene ein für die Beschleunigungen aller Systempunkte charakteristischer Punkt. Derselbe hat die Eigenschaft, daß die von ihm nach den Systempunkten gezogenen Strahlen proportional den Beschleunigungen derselben sind und mit den Richtungen sämmtlicher Beschleunigungen einen constanten Winkel bilden. Wegen dieser Eigenschaft heißt dieser charakteristische Punkt das Beschleunigungscentrum oder der Beschleunigungspol für die augenblickliche Bewegung des Systems. Als Systempunkt hat er keine Beschleunigung und es ist hinsichtlich der Beschleunigungen der Systempunkte, was Größe und Richtung derselben betrifft, gerade so, als ob das ganze System einen Augenblick sich um denselben drehte.

Da er in jedem Augenblick seine Lage wechselt, so hat er nach einer bestimmten Bewegungsperiode des Systems eine Curve durchlaufen, die als Curve der Beschleunigungscentra oder Beschleunigungspole für das bewegte System eine ähnliche Rolle spielt, als die sogenannte Polbahn, auf welcher der augenblickliche Drehpunkt (Pol) des Systems fortrückt. Die Fahrstrahlen von den Systempunkten nach dem Pol geben bekanntlich ein Maaß für die Bahngeschwindigkeiten derselben.

Denken wir uns nun eine bestimmte zwangläufige Bewegung des Systems, so ist zur Bestimmung des Beschleunigungscentrums nur nöthig, die Geschwindigkeit v eines einzigen Systempunktes als Function der Zeit t zu kennen, und es lassen sich die Polarcoordinaten des Beschleunigungscentrums, bezogen auf den augenblicklichen Drehpunkt als Ordinatenmittelpunkt, ganz allgemein für jede Art der zwangläufigen Bewegung leicht herleiten.

Es ist nicht der Zweck der vorliegenden Arbeit, das Gesetz für die Größe und Richtung der Beschleunigungen in einem bewegten System von Punkten in seiner ganzen Allgemeinheit herzuleiten. Wir verweisen auf das neueste Werk von Schell „Theorie der Bewegung und Kräfte", Capitel VI, dem wir außer dem bereits angeführten noch folgende Sätze entnehmen:

Denkt man sich sämmtliche Beschleunigungen der Systempunkte nach der Normale und Tangente der von diesen beschriebenen Bahnen zerlegt, so ist der Ort aller derjenigen Punkte, welche nur Tangentialbeschleunigung haben und keine Normalbeschleunigung, ein Kreis, der sogenannte Wendekreis des Systems; er geht durch den Pol und sein Mittelpunkt liegt auf der Normalen zur Polbahn.

Ebenso ist der Ort aller derjenigen Punkte, welche nur Normalbeschleunigung haben und keine Tangentialbeschleunigungen, ebenfalls ein Kreis. Wir wollen ihn kurz den Tangentialkreis nennen, weil sein Mittelpunkt auf der Tangente zur Polbahn liegt. Er geht ebenfalls durch den Pol.

Der Schnittpunkt beider Kreise hat als Systempunkt weder Tangential- noch Normalbeschleunigung und ist also das vorhin definirte Beschleunigungscentrum des Systems. Man kann bekanntlich in jedem starren System, das in einer Ebene eine bestimmte Bewegung hat, in letzterer 2 Curven verzeichnen, deren Abrollen auf einander die zwangläufig vor sich gehende Bewegung des Systems ersetzt. (Siehe Verhandlungen des Vereins für Gewerbfleiß, Heft 8, Jahrg. 1871, „Grundzüge der theoretischen Maschinengetriebelehre" von Prof. Reuleaux, Seite 225.) Man nennt diese Curven die Polbahnen des Systems. In Figur 1, Taf. 8, sind dieselben im Anschluß an die im Werk von Schell gebrauchten Bezeichnungen mit C und Γ bezeichnet. $\mathfrak{P}$T die Tangente, $\mathfrak{P}$N die Normale im Pol, die beiden gezeichneten Kreise seien die vorhin definirten. Ziehen wir einen Fahrstrahl r nach dem beliebig gewählten Punkt M des bewegten Systems, welchem die Curve C angehört (Curve Γ liegt fest in der Ebene) und nennen den Winkel, den r mit der Tangente $\mathfrak{P}$T bildet ε, ferner die Winkelgeschwindigkeit um den Pol Ω, wobei Ω als Function der Zeit t gegeben sein mag, φ_n die Normalbeschleunigung des Punktes M, φ_t die Tangentialbeschleunigung des Punktes M, U die Geschwindigkeit, mit welcher der Pol auf der Polbahn, während der Bewegung des Systems fortrückt, so folgt

$$\text{Durchmesser des Wendekreises } \mathfrak{P}Q = \frac{U}{\Omega},$$

$$\text{,, ,, Tangentialkreises } \mathfrak{P}R = \frac{\Omega U}{\frac{d\Omega}{dt}}$$

$$\varphi_n = -\Omega^2 r + \Omega U \sin\varepsilon,$$

$$\varphi_t = \frac{r\,d\Omega}{dt} - \Omega U \cos\varepsilon.$$

Wir entnehmen diese Gleichungen dem Schell'schen Werk, um noch eine interessante Eigenschaft beider Kreise abzuleiten, von der wir später Gebrauch machen werden.

Der Fahrstrahl r (Geschwindigkeitsradius) schneidet beide Kreise in den Punkten A und B (siehe Figur 2). Nennen wir die bezüglichen Sehnen k und k_1, so folgt für die Sehne des Wendekreises aus $\triangle \mathfrak{P}QA$

$$k = \mathfrak{P}Q \sin\varepsilon = \frac{U}{\Omega}\sin\varepsilon, \text{ somit die Differenz}$$

$$r - k = r - \frac{U}{\Omega}\sin\varepsilon. \text{ Beiderseits mit } \Omega^2 \text{ multiplicirt}$$

$$(r - k)\,\Omega^2 = r\,\Omega^2 - U\,\Omega \sin\varepsilon = -\varphi_n.$$

Da nun Ω für alle Punkte des Systems constant ist, so folgt der Satz:

Die Centrifugalbeschleunigung irgend eines Punktes in einem bewegten System ist dem absoluten Werthe nach proportional der Differenz von Geschwindigkeitsradius und Sehne des Wendekreises.

Aehnlich folgt für den Tangentialkreis aus $\triangle \mathfrak{P} R B$

$$k_1 = \mathfrak{P} R \cos \varepsilon,$$

somit die Differenz

$$r - k_1 = r - \frac{\Omega U}{\frac{d\Omega}{dt}} \cos \varepsilon,$$

oder beiderseits mit $\frac{d\Omega}{dt}$ multiplicirt

$$(r - k_1)\frac{d\Omega}{dt} = \frac{r\,d\Omega}{dt} - \Omega U \cos \varepsilon = \varphi_t.$$

$\frac{d\Omega}{dt}$ ist für alle Punkte des Systems constant, weil Ω constant ist, mithin folgt für die Tangentialbeschleunigung der analoge Satz:

Die Beschleunigung irgend eines Punktes in der Richtung der Tangente seiner Bahn ist proportional der Differenz von Geschwindigkeitsradius und Sehne des Tangentialkreises.

Ziehen wir demnach nach einem beliebigen zweiten Systempunkt M' von $\mathfrak{P}$ einen Fahrstrahl r', der die beiden Kreise in A' und B' schneidet, so verhalten sich die Centrifugalbeschleunigungen beider Punkte

$$\frac{\varphi_n}{\varphi_n'} = \frac{AM}{A'M'}$$

und die Tangentialbeschleunigungen

$$\frac{\varphi_t}{\varphi_t'} = \frac{BM}{B'M'}.$$

Die allgemeinen Formeln eignen sich, obgleich sie zur Entwickelung der allgemeinen Gesetze eine sehr günstige Gestalt haben, zur Anwendung auf specielle Beispiele wenig, da die Winkelgeschwindigkeit um den Pol als Function der Zeit nicht gegeben ist, bei der Ausrechnung aber selbst in den einfachsten Fällen meist nur durch eine complicirtere Gleichung darstellbar ist. Wollten wir z. B. diese Formeln zur Bestimmung der Beschleunigungen in einer Schubstange verwenden, so müßten wir aus dem Drehungsgesetz der Kurbel das Gesetz der Winkelgeschwindigkeit um den Pol herleiten. Es fragt sich, ob es nicht möglich ist, ohne die Berechnung der letzteren, direct, sobald nur die Bahngeschwindigkeit v irgend eines Punktes als Function der Zeit gegeben ist, das Beschleunigungscentrum zu construiren. Und in der That läßt sich für eine ganz allgemeine Art der zwangläufigen Bewegung eine sichere und leichte Construction aufstellen:

Graphische Construction des Beschleunigungscentrums in einem bewegten, in sich unveränderlichen System.

Um von einer zwangläufigen Bewegung eine klare Vorstellung zu haben, denken wir uns zwei Kurbeln (vergl. Fig. 3) von beliebiger Länge durch eine gerade Stange verbunden. An dieser Stange sei eine beliebig gestaltete ebene Fläche befestigt, so daß also den Punkten derselben eine ganz bestimmte Bewegung vorgeschrieben ist.

Zunächst ist zu bemerken, daß der Wendekreis eine rein kinematische Deutung zuläßt, da auf seine Größe und Lage im System das Geschwindigkeitsgesetz, insofern es von der Zeit abhängt, keinen Einfluß hat. In unserm Falle bestimmt er sich am einfachsten durch die Gleichung

$$\frac{1}{k} = \frac{1}{r} - \frac{1}{r_1},$$ wobei (Fig. 3)

der Abstand des Pols vom Kurbelmittel A mit r_1,
" " " " vom Kurbelende B mit r,
" " " " vom Schnittpunkte S des Wendekreises mit dem Strahl $\mathfrak{P}$A mit k bezeichnet ist. Auf dem andern Strahl PD finden wir auf dieselbe Weise den Schnittpunkt S; durch diese beiden Punkte SS_1 und durch den Pol geht der Wendekreis, der somit eindeutig bestimmt ist.

Gesetzt nun, wir kennten außer der Richtung der Beschleunigung des Punktes B, die aus $v = F(t)$ mittelst der Formel $\operatorname{tg}\gamma = \frac{\frac{dv}{dt}}{\frac{v^2}{R}}$ hergeleitet wird ($AB = R$)

noch die Richtung der Beschleunigung eines zweiten Punktes im bewegten System, so leuchtet ein, daß wenn wir durch die beiden Systempunkte und den Schnitt beider Beschleunigungsrichtungen einen Kreis legen, auf diesem Kreis das Beschleunigungscentrum liegen muß, denn alle Punkte desselben haben die Eigenschaft, daß ihre Fahrstrahlen nach den beiden Systempunkten mit deren Beschleunigungen gleiche Winkel bilden (als Peripheriewinkel auf demselben Bogen).

Diese Eigenschaft besitzt auch, nach dem in der Einleitung aufgestellten Satz, das Beschleunigungscentrum.

Es existiren nun aber Punkte im bewegten System, deren Beschleunigungsrichtungen wir sofort angeben können. Es sind dies die Punkte des Wendekreises, deren Beschleunigungen sämmtlich senkrecht zu ihren Geschwindigkeitsradien stehen. Ziehen wir somit durch den Pol einen beliebigen Strahl $\mathfrak{P}$R (siehe Fig. 3), nennen den Schnittpunkt desselben mit dem Wendekreis F den Schnittpunkt der Beschleunigungsrichtung von F mit derjenigen des ersten Punktes E und legen durch die beiden Systempunkte F, B und den Schnittpunkt E einen Kreis, so erhalten wir in dem andern Schnittpunkt O desselben mit dem Wendekreis das gesuchte Beschleunigungscentrum.

Da wir unendlich viel Strahlen durch den Pol ziehen können, so können wir auch unendlich viel Kreise durch je 2 Systempunkte und den Schnittpunkt ihrer Beschleunigungen

legen, die sich alle in einem Punkte und zwar in dem Beschleunigungscentrum schneiden. In der Figur 3 ist noch ein Kreis BE_1F_1 construirt. Ist die Geschwindigkeit, mit der sich Punkt B bewegt, constant, (Fig. 4), so fällt die Beschleunigung des Punktes B in den Geschwindigkeitsradius. Die Beschleunigung des Punktes S, wenn dieser dem bewegten System angehört, schneidet die Beschleunigung von B in S selbst. Da hier also zwei Punkte zusammengefallen sind, durch welche nach der vorhin entwickelten Construction der Kreis zur Bestimmung des Beschleunigungscentrums gehen soll, so muß dieser die Beschleunigung von B in S tangiren, d. h.: Wenn die Geschwindigkeit v irgend eines Systempunktes constant, also unabhängig von der Zeit ist, so hat man nur durch denselben den Geschwindigkeitsradius zu ziehen und um die zwischen dem Schnittpunkt desselben mit dem Wendekreis liegende Strecke als Durchmesser einen Kreis zu beschreiben. Der Schnittpunkt dieses Kreises mit dem Wendekreis ist das Beschleunigungscentrum für die augenblickliche Bewegung des Systems.

Die Anwendung dieser sehr einfachen sichern Construction des Beschleunigungscentrums im Mechanismus der Schubkurbel ist nun leider nicht gut durchführbar, da der Wendekreis beim Einhalten des practischen Verhältnisses von Kurbellänge zur Schubstangenlänge $= \frac{1}{5}$ in den meisten Lagen so groß ausfällt, daß er zeichnerisch nicht mehr zu erreichen ist.

Wir müssen daher den Weg der Rechnung einschlagen:

I. Bestimmung des Beschleunigungscentrums für eine Schubkurbel.

Bei der Schubkurbel (Fig. 5, Tafel 8), für welche wir in der Folge die Voraussetzungen machen, daß sich die Kurbel $AC = r$ mit constanter Geschwindigkeit drehe, hat Punkt C der Schubstange nur Normalbeschleunigung, deren Richtung in die Kurbel fällt $\left(\text{denn } \frac{dv}{dt} = 0\right)$ und Punkt B nur Tangentialbeschleunigung. Denn es ist die Centrifugalbeschleunigung $\frac{u^2}{\varrho} = 0$, weil $\varrho = \infty$ ist. Der Schnittpunkt beider Beschleunigungsrichtungen ist A, somit liegt das Beschleunigungscentrum auf einem Kreis, den wir durch die 3 Punkte ABC der Schubkurbel legen.

Dieser Kreis läßt sich, wenn wir die Kurbel stets um 10° drehen, für alle 18 Lagen im Halbkreis mit genügender Genauigkeit verzeichnen.

Um nun den Punkt des Kreises zu bestimmen, in welchem das Beschleunigungscentrum O zu liegen kommt, bestimmen wir den Winkel φ, welchen der Strahl AO mit der verticalen Schubrichtung bildet.

1) Kurbel im untern Quadranten — Fig. 5.

Aus $\triangle OAC$ folgt $\frac{OC}{r} = \frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\sin\beta}$.

" $\triangle OCB$ " $\frac{OB}{l} = \frac{\sin\varphi}{\sin\alpha}$.

Beide Gleichungen durcheinander dividirt giebt

$$\frac{OC}{OB} = \frac{\sin(\alpha + \varphi) . r \sin\alpha}{l \sin\beta . \sin\varphi}.$$

Nun ist aber, wenn wir von C ein Loth auf die Schubrichtung fällen, $r \sin\alpha = l \sin\beta$, ferner nach dem Satz vom Beschleunigungscentrum $\frac{OC}{OB} = \frac{f}{f_1}$, wenn wir die Beschleunigungen der Punkte C und B mit f und f_1 bezeichnen.

Wir haben demnach die Beziehung

$$\frac{\sin(\alpha + \varphi)}{\sin\varphi} = \frac{f}{f_1}, \text{ woraus}$$

$$\cot g\,\varphi = \frac{1}{\sin\alpha}\left(\frac{f}{f_1} - \cos\alpha\right) \text{ folgt.}$$

2) Kurbel im obern Quadranten.

Es folgt (Fig. 6) analog

aus $\triangle OAC$ $\frac{OC}{r} = \frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\sin\beta}$,

aus $\triangle OCB$ $\frac{OB}{l} = \frac{\sin\varphi}{\sin\alpha}$,

durch einander dividirt

$$\frac{OC}{OB} = \frac{\sin(\alpha - \varphi) r \sin\alpha}{l \sin\beta . \sin\varphi}.$$

Auch hier ist $r \sin\alpha = l \sin\beta$ und $\frac{OC}{OB} = \frac{f}{f_1}$, somit $\frac{\sin(\alpha - \varphi)}{\sin\varphi} = \frac{f}{f_1}$,

$$\cot g\,\varphi = \frac{1}{\sin\alpha}\left(\frac{f}{f_1} + \cos\alpha\right).$$

In beide Gleichungen ist der Werth $\frac{f}{f_1}$, den wir sofort bestimmen werden, absolut einzusetzen.

Bestimmung des Werthes $\frac{f_1}{f}$.

A) Durch Rechnung. Fig. 5.

Die Bahngeschwindigkeiten von C resp. von B seien v und u, dann verhalten sich bekanntlich die Geschwindigkeiten wie die Abstände der Punkte C und B vom Pol (augenblicklicher Drehpunkt)

$$\frac{v}{u} = \frac{\mathfrak{P}C}{\mathfrak{P}B} = \frac{\cos\beta}{\sin(\alpha + \beta)},$$

woraus $u = v(\sin\alpha + \cos\alpha \operatorname{tg}\beta)$ folgt. Berücksichtigen wir, daß $\alpha = f(\beta)$ und v constant ist, so folgt durch Differenziren von u nach α

$$\frac{du}{d\alpha} = v\left(\cos\alpha - \sin\alpha \operatorname{tg}\beta + \frac{\cos\alpha}{\cos^2\beta}\frac{d\beta}{d\alpha}\right).$$

Da $r\sin\alpha = l\sin\beta$, folgt
$r\cos\alpha\, d\alpha = l\cos\beta\, d\beta$, also

$$\frac{d\beta}{d\alpha} = \frac{r\cos\alpha}{l\cos\beta}.$$

Diesen Werth in die Gleichung für $\frac{du}{d\alpha}$ eingesetzt giebt:

$$\frac{du}{d\alpha} = v\left(\cos\alpha - \sin\alpha \operatorname{tg}\beta + \frac{r\cos^2\alpha}{l\cos^3\beta}\right).$$

Nun ist $\frac{r\,d\alpha}{dt} = v$, somit

$$\frac{du}{dt} = \frac{v^2}{r}\left(\cos\alpha - \sin\alpha \operatorname{tg}\beta + \frac{r\cos^2\alpha}{l\cos^3\beta}\right) = f_1;$$

die Centrifugalbeschleunigung des Punktes C ist $f = \frac{v^2}{r}$, somit folgt:

$$\frac{f_1}{f} = \cos\alpha - \sin\alpha \operatorname{tg}\beta + \frac{r\cos^2\alpha}{l\cos^3\beta}.$$

Ganz denselben Werth erhalten wir, wenn die Kurbel im obern Quadranten steht. Für die numerische Ausrechnung ist es zweckmäßig, die Formel folgendermaßen umzugestalten: Multipliciren wir die rechte Seite mit $\frac{\cos\beta}{\cos\beta}$ so können wir die beiden ersten Glieder zu $\cos(\alpha+\beta)$ vereinigen und erhalten

$$\frac{f_1}{f} = \frac{\cos(\alpha+\beta)}{\cos\beta} + \frac{r\cos^2\alpha}{l\cos^3\beta}.$$

Specialfälle.

1) Ist $\alpha = 0$, so folgt $\measuredangle\beta = 0$

also $\frac{f_1}{f} = 1 + \frac{r}{l}$ und $\operatorname{cotg}\varphi = \infty$, d. h.

das Beschleunigungscentrum liegt auf der Verticalen AB, Fig. 7, und zwar in einem Abstande OC, für welchen

$$\frac{OB}{OC} = \frac{f_1}{f} = 1 + \frac{r}{l} \text{ ist.}$$

Nun ist aber für diese Lage $OB - OC = l$. Aus beiden Gleichungen folgt $OC = \frac{l^2}{r}$.

2) Ist $\alpha = 90^\circ$, so ist $\sin\beta = \frac{r}{l}$, also $\frac{f_1}{f} = -\operatorname{tg}\beta$, d. h. das Beschleunigungscentrum liegt in der Ecke eines Rechtecks, dessen Diagonale die Schubstange und dessen gegenüberliegender Eckpunkt der Mittelpunkt des Kurbelkreises ist. (Fig. 8.) Das negative Vorzeichen weist darauf hin, daß f_1 die Richtung gewechselt hat. Der Werth für $\operatorname{cotg}\varphi$ geht über in $\operatorname{cotg}\varphi = \frac{f}{f_1} = \operatorname{cotg}\beta$, also $\varphi = \beta$, was auch direct aus der Figur folgt.

3) Für $\alpha = 180^\circ$ ist $\beta = 0$ und $\frac{f_1}{f} = -1 + \frac{r}{l}$, $\operatorname{cotg}\varphi = \infty$, d. h. (Fig. 9) das Beschleunigungscentrum liegt auf der Verticalen in einem Abstande OC, welcher sich aus den Gleichungen

$\frac{OB}{OC} = +1 - \frac{r}{l}$ (das Verhältniß ist dem absoluten Werthe von $\frac{f_1}{f}$ gleichzusetzen) und $OC - OB = l$ bestimmt.

$$OC = \frac{l^2}{r} \text{ ebenso wie ad 1).}$$

4) Der Winkel α, für welchen die Beschleunigung des Punktes B $f_1 = 0$ wird, ist bestimmt durch die Gleichung

$$\frac{du}{dt} = 0 = \cos\alpha - \sin\alpha \operatorname{tg}\beta + \frac{r\cos^2\alpha}{l\cos^3\beta}.$$

Wir setzen $\sin\beta = \frac{r}{l}\sin\alpha$, wonach

$$\cos\alpha = \frac{r}{l\cos^3\beta}\left(\frac{l^2}{r^2}\sin^2\beta\cos^2\beta - \cos^2\alpha\right) \text{ und}$$

$\cos^2\alpha = 1 - \sin^2\alpha = 1 - \frac{l^2}{r^2}\sin^2\beta$ eingeführt, giebt

$\cos\alpha = \frac{l}{r}\cos\beta\sin^2\beta$. Quadrirt und

wieder $\sin\beta = \frac{r}{l}\sin\alpha$ eingesetzt führt auf die Gleichung

$$1 - \sin^2\alpha = \frac{r^2}{l^2}\sin^4\alpha\left(1 - \frac{r^2}{l^2}\sin^2\alpha\right) \text{ oder}$$

$$-\left(\frac{r}{l}\right)^4\sin^6\alpha + \left(\frac{r}{l}\right)^2\sin^4\alpha + \sin^2\alpha = 1$$

zur Bestimmung des Winkels α, für welchen $f_1 = 0$ ist.

Für das Verhältniß $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ ist α nahezu $= 80^\circ$. Wir bezeichnen diesen Winkel mit α_0.

B) Graphische Construction des Verhältnisses $\frac{f_1}{f}$. (Fig. 10).

Die Bahngeschwindigkeiten u und v der Punkte B und C verhalten sich, wie schon früher bemerkt wurde, wie die Strecken PB und PC, oder auch, wenn wir durch A eine Linie ∥ CB ziehen, wie die Strecken BD und AC. Der Annahme nach ist nun v constant.

Wählen wir zweckmäßig als graphisches Maaß für v die Kurbellänge r, so können wir durch wiederholte Ausführung der angegebenen Construction für eine beliebige Anzahl

von Kurbellagen über dem von B zurückgelegten Weg eine Curve construiren, die graphisch das Geschwindigkeitsgesetz des Punktes B darstellt. Ziehen wir nun in D an diese Curve eine Tangente und errichten auf derselben eine Normale, so ist die Subnormale $BE = \frac{du}{dt}$.

Um dieses einzusehen, denken wir uns die Schubstange unendlich wenig verrückt, Punkt B legt in dem Zeitelement dt das Wegelement ds zurück. Bezeichnen wir noch den Winkel, welchen die Tangente in D mit der Verticalen einschließt, mit τ, so folgt $tg\,\tau = \frac{du}{ds}$ oder $du = ds \, . \, tg\,\tau$. Beiderseits durch dt dividirt und $\frac{ds}{dt} = u$ gesetzt, giebt:

$$\frac{du}{dt} = u\,tg\,\tau = BE.$$

Drehen wir die Subnormalen sämmtlicher Punkte der Geschwindigkeitscurve um 90°, so erhalten wir in dem continuirlichen Verbindungszug sämmtlicher Endpunkte eine Curve, welche das Gesetz $\frac{du}{dt} = F(s)$ graphisch darstellt.

Aus der Gleichung $f = \frac{v^2}{r}$ folgt, wenn wir $v = r$ setzen, $f = r$.

Die gedrehte Subnormale $BE' = y$ gesetzt giebt

$$\frac{f_1}{f} = \frac{y}{r}.$$

In Fig. 11, Tafel 8, ist nach dem angegebenen Verfahren bei einer Kurbel, für welche $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ ist, über dem vom Punkte B zurückgelegten Weg die Geschwindigkeitscurve construirt. Aus dieser ist zeichnerisch eine zweite Curve hergeleitet, deren Ordinaten ein Maaß für die Beschleunigung $\frac{du}{dt}$ geben.*)

Mit Benutzung der analytischen Formeln für $\frac{f}{f_1}$ u. $cotg\,\varphi$ sind für nun 18 Lagen der Kurbel im Halbkreis, $\alpha = 10°$ 20° .... bis 180° die Beschleunigungscentra bestimmt. Für das Verhältniß $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ ergaben sich folgende Werthe:

Tabelle I.

$\alpha = 0°$	10°	20°	30°	40°	50°	60°	70°	80°	90°
$\frac{f_1}{f} = 1{,}2$	1,173	1,093	0,967	0,803	0,609	0,399	0,187	— 0,017	— 0,204
$\varphi = 180°$	127° 20′	94° 20′	71° 30′	53° 20′	37° 50′	23° 25′	10° 40′	0° 40′	11° 30′
$\frac{\xi}{l} =$ —	—	—	—	—	0,437	0,433	0,428	0,423	0,418
$\frac{M_{max}}{a\,l^2} =$	—	—	—	—	0,0608	0,06451	0,0644	0,0640	—
$\alpha =$	100°	110°	120°	130°	140°	150°	160°	170°	180°
$-\frac{f_1}{f} =$	0,364	0,497	0,6	0,676	0,728	0,765	0,785	0,796	0,8
φ	20° 50′	29° 20′	36° 40′	42° 20′	46° 50′	48° 30′	46°	31° 10′	0°

Die Bedeutung der Werthe $\frac{\xi}{l}$ und $\frac{M_{max}}{a\,l^2}$ folgt später.

In Figur 12, Tafel 8, sind die den 18 Lagen der Kurbel im Halbkreis entsprechenden Beschleunigungscentra durch einen Zug verbunden, der bis zu einer gewissen Annäherung das Gesetz veranschaulicht, nach welchem sich das Beschleunigungscentrum in der Ebene bewegt. Die verticale Schubrichtung ist Symmetrieachse. Der Kreis in der Mitte ist der Kurbelkreis. Auf einem größeren concentrischen Kreis ist die Theilung aufgetragen.

Geht z. B. die Kurbel durch den Theilpunkt 4, so liegt das Beschleunigungscentrum im Punkt 4 der Curve.

Diese Curve der Beschleunigungscentra ist, wie aus den Gleichungen für φ und $\frac{f_1}{f}$ zu ersehen ist, Seite 116

*) Anmerkung. Diese Beschleunigungscurve hat in neuerer Zeit Radinger in einem sehr schätzenswerthen Aufsatz „Ueber Dampfmaschinen mit hoher Kolbengeschwindigkeit" (siehe Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architectenvereins 1869, Heft VIII, und Referat von Professor R. R. Werner in Heft 1, Jahrg. 71, der Zeitschrift des Vereins deutscher Ing.) benutzt, um den Einfluß der hin- und hergehenden Massen auf den Gang der Dampfmaschinen und das

und 117 der Gestalt und Lage nach wesentlich bedingt durch das Verhältniß $\frac{r}{l}$.

Specialfall.

Wählt man das Verhältniß $\frac{r}{l} = 1$, so reducirt sich die Curve der Beschleunigungscentra auf einen Punkt, denn die Gleichung für $\frac{f_1}{f}$ geht, wenn die Kurbel im untern Quadranten steht, da $\alpha = \beta$ ist, über in $\frac{f_1}{f} = 2\cos\alpha$. Es folgt

$$\operatorname{cotg}\varphi = \frac{1}{\sin\alpha}\left(\frac{1}{2\cos\alpha} - \cos\alpha\right)$$

$$\text{und } \operatorname{cotg}\varphi = -\operatorname{cotg}2\alpha.$$

Dieser Gleichung genügt $\sphericalangle\varphi = 180 - 2\alpha$, d. h. (siehe Fig. 13) der Schenkel des Winkels φ im Kurbelmittelpunkt A tangirt den um das $\triangle ABC$ beschriebenen Kreis, weil der Winkel

$$MAB = \sphericalangle ACB = 180^0 - 2\alpha \text{ ist.}$$

Analog gestaltet es sich für die Stellung der Kurbel im obern Quadranten.

Während der Drehung der Kurbel durch den ganzen Kreis (auch hier constante Geschwindigkeit vorausgesetzt) bleibt das Beschleunigungscentrum fest in der Ebene liegen. Die Beschleunigung des beliebig gewählten Punktes D ist proportional der Strecke AD und mit derselben gleich gerichtet.

Dieses sehr einfache Resultat läßt sich indeß ohne Weiteres herleiten.

Verlängern wir die Stange BC um sich selbst, so ist Punkt E derjenige Punkt der bewegten Stange, welcher sich in gerader Bahn bewegt, mithin hat derselbe nur Tangentialbeschleunigung. Auf den beiden um die $\triangle ACB$ und ACE beschriebenen Kreisen muß, wie früher nachgewiesen, das Beschleunigungscentrum liegen. Dasselbe ist somit der Schnittpunkt A beider Kreise. An diesem speciellen Fall läßt sich übrigens leicht der Beweis für die Richtigkeit des im Anfang dieses Aufsatzes aufgestellten kinematischen Satzes beweisen, daß nämlich die Beschleunigung irgend eines Systempunktes proportional dem Fahrstrahl nach dem Beschleunigungscentrum ist und dieser mit der Beschleunigung eines jeden Punktes des bewegten Systems einen constanten Winkel bildet.

Regulirungsvermögen des Schwungrades zu bestimmen. Unter Anderm combinirt Radinger das Diagramm der Beschleunigungen aller im Kreuzkopf concentrirt gedachten Massen, die eine hin- und hergehende Bewegung haben, mit dem Indicatordiagramm und zeigt, wie man erst durch diese Combination eine richtige Vorstellung von der Größe des Druckes erhält, der sich vom Kreuzkopf durch die Pleuelstange auf die Kurbel überträgt.

Beweis des Satzes vom Beschleunigungscentrum an einem speciellen Beispiel.

Wir setzen voraus, die Kurbel AC drehe sich mit constanter Geschwindigkeit, die Normalen zu den von C und B beschriebenen Bahnen schneiden sich im Pol P.

Mit Berücksichtigung der in die Fig. 14 eingeschriebenen Bezeichnungen ist die Bahngeschwindigkeit des Punktes D $u = x\omega$, worin x der Geschwindigkeitsradius und ω die Winkelgeschwindigkeit um den Pol ist. (Diese und die Winkelgeschwindigkeit um A sind einander gleich.)

Weil $\omega r = v$ constant ist und x variabel, folgt

$$du = \omega dx.$$

Aus $\triangle PCD$ folgt $\frac{x}{a} = \frac{\sin 2\alpha}{\sin\varphi}$ und da $\alpha = f(\varphi)$

$$\frac{dx}{d\alpha} = a\left[\frac{2\cos 2\alpha}{\sin\varphi} - \frac{\sin 2\alpha}{\sin^2\varphi}.\cos\varphi\frac{d\varphi}{d\alpha}\right].$$

Aus $\triangle PCD$ folgt ferner $\frac{a}{r} = \frac{\sin\varphi}{\sin(2\alpha + \varphi)}$ und differenzirt: $r\cos\varphi\, d\varphi = a\cos(2\alpha + \varphi)(2d\alpha + d\varphi)$, den Werth für $\frac{a}{r}$ eingesetzt, giebt

$$\frac{d\varphi}{d\alpha} = \frac{2\cos(2\alpha + \varphi)\sin\varphi}{\sin 2\alpha},$$

was in die Gleichung für $\frac{dx}{d\alpha}$ eingesetzt giebt

$$\frac{dx}{d\alpha} = \frac{2a}{\sin\varphi}\left[\cos 2\alpha - \cos\varphi\cos(2\alpha + \varphi)\right].$$

Die Auflösung von $\cos(2\alpha + \varphi)$ führt auf die Gleichung $dx = 2a\,d\alpha\sin(2\alpha + \varphi)$.

In der Gleichung $du = \omega dx$ multipliciren wir die rechte Seite mit $\frac{r}{r}$ und beide Seiten mit $\frac{\omega}{dt}$, wodurch wir erhalten:

$$\frac{\omega dx}{dt} = \frac{du}{dt} = \frac{\omega.2a}{r}.\frac{r\,d\alpha}{dt}\sin(2\alpha + \varphi).$$

Nun ist aber $\frac{r\,d\alpha}{dt} = v$ und $\frac{a}{r} = \frac{\sin\varphi}{\sin(2\alpha + \varphi)}$, somit

$$\frac{du}{dt} = \frac{2v^2}{r}\sin\varphi,$$

dies ist die Tangentialbeschleunigung des Punktes D in seiner Bahn.

Zur Berechnung der Normalbeschleunigung $\frac{u^2}{\varrho}$ des Punktes D, wo ϱ der Krümmungsradius der Bahn ist, welche Punkt D beschreibt, construiren wir uns den Wendekreis des Systems. Derselbe muß nach dem in der Einleitung aufgestellten Satz durch den Pol und durch diejenigen Punkte

des bewegten Systems gehen, welche nur Tangentialbeschleunigung besitzen. Von der bewegten Stange sind aber B und E zwei solche Punkte, somit ist der Wendekreis bestimmt.

Nennen wir die Sehne PH k, so folgt nach dem in der Einleitung aufgestellten Satz, daß die Normalbeschleunigung eines Punktes in seiner Bahn proportional der Differenz des Geschwindigkeitsradius und der Sehne des Wendekreises ist, $\frac{u^2}{\varrho} = \omega^2(k - x)$. Die effective Beschleunigung des Punktes D ist

$$f = \sqrt{\left(\frac{u^2}{\varrho}\right)^2 + \left(\frac{du}{dt}\right)^2}$$

oder die bezüglichen Werthe eingesetzt,

$$f = \omega^2 \sqrt{(k - x)^2 + 4r^2 \sin^2\varphi}.$$

Ziehen wir AH so folgt aus $\triangle DAH$

$$AD = \sqrt{DH^2 + AH^2}$$
$$= \sqrt{(k - x)^2 + 4r^2\sin^2\varphi}\text{, somit}$$

$f = \omega^2 AD$, d. h. der Fahrstrahl vom Beschleunigungscentrum ist proportional der effectiven Beschleunigung des Systempunktes.

Die Richtung der Beschleunigung f gegen den Fahrstrahl x ist bestimmt durch

$$\operatorname{tg}\gamma = \frac{\frac{du}{dt}}{\frac{u^2}{\varrho}} = \frac{2\omega^2 r\sin\varphi}{\omega^2(k - x)}.$$

Dieser Werth folgt für den Winkel γ auch aus $\triangle ADH$, somit ist bewiesen, daß die Richtung der effectiven Beschleunigung des Punktes D mit dem Fahrstrahl AD zusammenfällt, d. h. einen constanten Winkel bildet, der freilich in unserm Falle = 0 ist.

Zerlegung der Beschleunigungen in die Richtung der Schubstange.

Zur Ermittlung der Biegung, welche die Schubstange bei schneller Rotation der Kurbel in Folge der Beschleunigungen erfährt, haben wir zunächst die Componenten derselben senkrecht zur Schubstangenrichtung für jeden Punkt aufzusuchen. Die Verbindung der Endpunkte dieser durch Ordinaten dargestellten Componenten veranschaulicht als Curve das Gesetz, wonach wir die Schubstange als einen auf 2 Stützpunkten frei aufliegend belasteten Träger zu untersuchen haben. Die Untersuchung lehrt:

Bei Annahme gleicher Massenvertheilung in der Schubstange stellt sich dieses Belastungsgesetz in jeder Lage der Kurbel durch eine gerade Linie dar. Dies gilt allgemein, wie auch das Gesetz für die Drehgeschwindigkeit der Kurbel beschaffen sein mag. Um dies nachzuweisen, bezeichnen wir den Winkel, welchen irgend ein Beschleunigungsstrahl von O (Fig. 15, Tafel 9) mit der Beschleunigung des zugehörigen Punktes bildet mit η. Dieser $\measuredangle\eta$ ist für alle Punkte der Schubstange eine constante Größe.

Ziehen wir von O einen Strahl, so daß dieser mit der Richtung der Schubstange den Winkel η bildet, so ist, da in diese die Beschleunigung des Schnittpunktes G fällt, in demselben keine Componente, welche die Stange auf Biegung in Anspruch nimmt, vorhanden. Durch diesen Punkt geht somit die Linie, welche die Vertheilung der biegenden Beschleunigungscomponenten darstellt. Am leichtesten construirt man den Strahl, wenn man um B einen Kreis mit r beschreibt. Derselbe geht durch den Schnittpunkt F.

Da die Beschleunigung des Endpunktes C für alle Lagen constant ist, so wählen wir als graphisches Maaß, für dieselbe irgend eine Einheit = CH. Der Endpunkt L der Componente derselben ist ein zweiter Punkt der geraden Linie, die durch G geht.

Ziehen wir nun nach dem beliebig gewählten Punkt D den Beschleunigungsstrahl $OD = \varrho$, legen unter dem Winkel η an diesen die Beschleunigungsrichtung und bezeichnen den Winkel zwischen Beschleunigungsstrahl OD und Schubstange mit χ, so ist die Beschleunigung von $D = A\varrho$, wo A eine Constante ist. Es ist die bezügliche Componente senkrecht zur Schubstange $= A\varrho\sin(\chi - \eta)$. Die in D errichtete Ordinate der geraden Linie GL sei y, dann ist zu beweisen, daß $y = A\varrho\sin(\chi - \eta)$ ist.

$$\measuredangle DOG \text{ sei } = \psi\text{, dann folgt aus } \triangle DOG$$
$$\measuredangle\chi = \psi + \eta,$$
$$\text{somit } y = A\varrho\sin(\chi - \eta).$$

$\varrho\sin\psi$ ist das von D auf OG gefällte Loth DN, somit y proportional DN.

Für irgend einen andern Punkt D' sei dieses Loth D'N'. Dann ist die zugehörige Ordinate y' proportional D'N', d. h.

$$\frac{y}{y'} = \frac{DN}{D'N'} = \frac{GD}{GD'},$$

d. h. die Endpunkte aller Ordinaten y liegen auf einer geraden Linie.

Die Beschleunigungscomponenten, welche in die Richtung der Pleuelstange fallen, gruppiren sich ebenfalls nach einer geraden Linie, die durch einen Punkt der Schubstange geht, den wir erhalten, wenn wir von O aus einen Strahl ziehen, der die Schubstange unter dem Winkel $90^\circ - \eta$ schneidet, oder was dasselbe ist, senkrecht zum Strahl OG steht. Dieser Schnittpunkt K hat nur Beschleunigung senkrecht zur Schubstange.

Die in die Richtung der Schubstange fallende Compo-

nente von C giebt, wenn man sie um 90° dreht, den Punkt M, durch welchen die gerade Linie geht, welche das Gesetz für die Vertheilung der Beschleunigungscomponenten in der Richtung der Schubstange darstellt.

Um den analogen Beweis hierfür zu führen, construiren wir im Punkt D die Beschleunigungscomponente y_1 und haben

$$y_1 = A_1 \varrho \cos(\chi - \eta) = A_1 \varrho \cos \psi.$$

$\varrho \cos \psi$ ist das von D auf den Strahl OK gefällte Loth. Für den Punkt D' würden wir haben $y_1' = A_1 \varrho' \cos \psi'$, d. h. die in die Richtung der Schubstange fallenden Beschleunigungscomponenten der Punkte D und D' verhalten sich, wie die von denselben auf den Strahl OK gefällten Lothe. Diese verhalten sich wie die Strecken KD und KD', somit ist der Beweis auch in diesem Falle geführt.*)

Wenn der Winkel $\alpha > \alpha_0$ ist, siehe Fig. 16, so fällt der charakteristische Schnittpunkt G zwischen die beiden Endpunkte C und B. Hieraus folgt, daß in diesen Stellungen der Kurbel ein Punkt in der Schubstange existirt, wo die Momentencurve einen Wendepunkt hat, die Beanspruchung auf Biegung wird somit eine geringere sein.

Daß in der That für die Stellung der Kurbel im obern Quadranten solch ein Schnittpunkt G in der Schubstange existirt, davon überzeugt man sich direct, wenn man die Zerlegung der Beschleunigungen der Punkte C und B normal zur Schubstange vornimmt. Die Beschleunigung des Punktes C ist gegen den Kurbelmittelpunkt A gerichtet, diejenige des Punktes B von A fort. Die resp. Componenten sind daher entgegengesetzt gerichtet.

Um eine Gleichung zur Bestimmung des Abstandes $BG = z$ zu erhalten, folgt, wie leicht einzusehen, aus dem Kräftedreieck die Proportion

$$\frac{z}{l \pm z} = \frac{f_1 \sin \beta}{f \sin(\alpha + \beta)} = \frac{b}{a}.$$

$\frac{b}{a}$ ist das Verhältniß der Componenten der Beschleunigungen der Punkte B und C.

Das +-Vorzeichen gilt, wenn der Schnittpunkt G jenseits B, d. h. wenn die Kurbel im Winkelraum

$$0 \angle \alpha \angle \alpha_0 \text{ liegt,}$$

das —-Vorzeichen, wenn G zwischen B und C fällt, d. h. wenn der Kurbelwinkel der Beziehung genügt:

$$\alpha_0 \angle \alpha \angle 180°.$$

Im Anfange dieses Aufsatzes wiesen wir bereits darauf hin, daß der Querschnitt der Pleuelstange in praxi meistens nicht constant sei. Um daher die wahre Beanspruchung derselben auf Biegung zu erhalten, haben wir nur nöthig, jede Ordinate des geradlinigen Diagramms mit dem bezüglichen Querschnitt der Schubstange zu multipliciren. Wir erhalten dann eine Curve für die Vertheilung der biegenden Kräfte, aus der wir mit Hülfe der Graphostatik die zugehörige Momentenfläche construiren können. Bei ungleicher Massenvertheilung ist dies der beste zu numerischen Resultaten führende Weg, von dem wir auch später Gebrauch machen werden.

Bei der Annahme einer gleichmäßigen Massenvertheilung ist indeß die analytische Behandlung durchführbar.

II. Berechnung der Maximalbiegungsspannung bei gleichmäßiger Massenvertheilung.

Die früheren Betrachtungen haben gezeigt, daß die Belastung der als frei aufliegender Träger zu betrachtenden Schubstange für die Kurbellage im untern Quadranten durch eine trapezförmige Fläche darstellbar ist. Selbige ist durch die größte (a), resp. kleinste Ordinate (b) und die Länge l der Schubstange gegeben. (Fig. 17, Tafel 9).

Wir denken uns den Träger in der Entfernung ξ vom Auflager C zerschnitten, bezeichnen mit $x\,y$ die laufende Ordinaten der geneigten Geraden RS, mit M das Moment der äußern Kräfte in der Entfernung ξ von C, und mit P den Auflagerdruck in C, dann ist

$$M = P\xi - \int_0^\xi y\,dx(\xi - x).$$

P bestimmt sich, wenn wir die Momentengleichung in Bezug auf das andere Auflager B als Momentenmittelpunkt herleiten:

$$Pl = \int_0^l y\,dx(l - x), \text{ somit}$$

$$M = \xi \int_\xi^l y\,dx - \frac{\xi}{l}\int_0^l y\,dx.x + \int_0^\xi y\,dx.x.$$

Die Gleichung der geraden Linie RS folgt aus der Proportion

$$\frac{a - y}{x} = \frac{a - b}{l}.$$

$$y = a - x\left(\frac{a - b}{l}\right).$$

Dies in die Gleichung für M eingesetzt, integrirt und alle gleichartigen Glieder vereinigt, giebt die Gleichung

$$M = \frac{a - b}{6l}\xi^3 - \frac{a}{2}\xi^2 + \frac{l\xi}{6}(2a + b).$$

Die Größe des Momentes ist bedingt durch die Werthe von a b und ξ. Setzen wir a und b vorläufig constant, so

*) Anmerkung. Die auf Seite 123 bereits ausgesprochene Verallgemeinerung des eben für constante Umdrehungsgeschwindigkeit bewiesenen Gesetzes ist eine directe Folgerung aus dem Satz vom Beschleunigungscentrum und somit der Beweis auch hierfür geführt.

ist M ein Maximum für einen Werth ξ, der sich ergiebt, wenn wir M nach ξ differenziren und den Differentialquotienten $= 0$ setzen.

$$\frac{dM}{d\xi} = 0 = \frac{a-b}{2l}\xi^2 - a\xi + \frac{l}{6}(2a+b).$$

Aus dieser quadratischen Gleichung für ξ folgt

$$\xi = \frac{l}{a-b}\left(a - \sqrt{\frac{a^2+ab+b^2}{3}}\right).$$

Hier ist allein das —Zeichen der Wurzel giltig. Für $b=0$ geht der Werth ξ über in $(\xi) = l\left(1 - \sqrt{\frac{1}{3}}\right) = 0{,}423\, l$.

Die beiden Gleichungen für M und ξ gelten für einen Kurbelwinkel

$$0 \angle \alpha \angle \alpha_0.$$

Wenn $\alpha_0 \angle \alpha \angle 180^0$ ist, so schneidet die gerade Linie RS die Schubstange zwischen den beiden Endpunkten C und B. Die Ordinate b ist a entgegengesetzt gerichtet. Um daher die bezüglichen Gleichungen für M und ξ zu erhalten, haben wir b negativ zu setzen und erhalten für den Fall

$$\alpha_0 \angle \alpha \angle 180^0$$

$$M = \frac{a+b}{6l}\xi^3 - \frac{a}{2}\xi^2 + \frac{l\xi}{6}(2a-b).$$

$$\xi = \frac{l}{a+b}\left[a - \sqrt{\frac{a^2-ab+b^2}{3}}\right].$$

a und b sind Functionen des Winkels α und folgen aus der früher hergeleiteten Gleichung

$$\frac{a}{b} = \frac{f_1 \sin\beta}{f \sin(\alpha+\beta)}.$$

Man überzeugt sich leicht, daß das Maximalmoment in der Nähe des Kurbelwinkels von 80° eintritt. Es ist daher in der Tabelle I, Seite 119, für 5 Kurbellagen $\alpha = 50^0$ bis 90^0 der Werth $\frac{\xi}{l}$ mit Zuhilfenahme der letzten Gleichung berechnet und die Substitution desselben in die Gleichung für M ergab für die Winkel $\alpha = 50^0$ bis $\alpha = 80^0$ die in der Tabelle enthaltenen Werthe von M_{max}.

Der numerischen Berechnung ist auch hier das Verhältniß $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ zu Grunde gelegt. Befindet sich die Kurbel im obern Quadranten, so ist die Beanspruchung der Schubstange viel geringer, da, wie früher nachgewiesen, für diese Lage ein Punkt in der Schubstange existirt, wo die Belastung 0 ist.

Die Tabelle I zeigt, daß das Maximalbiegungsmoment in der Pleuelstange auftritt, wenn die Kurbel mit der Verticalen einen Winkel von 60° bildet. Da indeß das Maximalmoment für den $\sphericalangle \alpha = 80^0$ beinahe ebenso groß ist, die Lage, in welcher die Schubstange mit der Kurbel einen Winkel von 90° bildet, einem $\sphericalangle \alpha = 78^0\, 40'$ entspricht, so nehmen wir, um den möglichst einfachsten Fall zu erhalten, diese Lage als diejenige an, in welcher die Pleuelstange in Folge der Beschleunigungen ihrer einzelnen Punkte am stärksten beansprucht wird. In dieser Lage ist die Ordinate b als verschwindend klein $= 0$ zu setzen, so daß wir im Folgenden den Werth $M_{max} = 0{,}064\, l^2 a$ einzuführen haben.

a ist die Centrifugalkraft des Punktes C. Nennen wir
m das im Punkte C concentrirt gedachte Massentheilchen der Schubstange. Sei ferner
f der Querschnitt der Pleuelstange,
γ das Gewicht pro Cubikeinheit,
g die Beschleunigung der Schwere,
n die Anzahl der Umdrehungen der Kurbel pro Minute,
Z der sogenannte Querschnittsmodul,
S die Spannung pro Quadrateinheit,

so folgt $m = \frac{f\gamma}{g}$ und $a = \frac{m v^2}{r}$; $v = \frac{r\pi n}{30}$, somit $a = \frac{f\gamma}{g} \cdot \frac{r n^2}{90}$, und

$$M_{max} = \frac{0{,}064\, l^2 . f\gamma r n^2}{90 g}.$$

Die Grundgleichung zur Berechnung der Spannung in der äußersten Faser ist

$$M = SZ,$$

woraus $S_{max} = \frac{M_{max}}{Z}$ folgt. Für runden Querschnitt ist $Z = \frac{\pi d^3}{32}$; dies und den Werth für M_{max} eingeführt giebt die Gleichung

$$S_{max} = 0{,}0000058\, \frac{r n^2 l^2 \gamma}{d}.$$

In diese Formel ist r, l, d in Centim., γ in Kilogr. pro Cubikcentim. einzusetzen. Man erhält dann die Maximalbiegungsspannung in Kilogr. pro □Centim.

Dieselbe tritt, wie die Tabelle I zeigt, in einem Abstand vom Kurbelzapfen $\xi = 0{,}423\, l$ auf.

Beispiel. Bei einer Schubstange von Schmiedeeisen, für welche $l = 150$ Centim. $\frac{r}{l}$ der Annahme nach $= \frac{1}{5}$ $n = 200$ und $d = 7{,}5$ Centim., $\gamma = 0{,}0075$ Kilogr. pro Cubikm. ist, würde $S_{max} = 151$ Kilogr. pro □Centim. betragen.

Specialfall. Wir hatten früher gefunden, daß für den Fall $r = l$ die Curve der Beschleunigungscentra sich auf einen in der Ebene fest liegenden Punkt reducirt, der in den Mittelpunkt des Kurbelkreises fällt. Die Beschleunigungscomponenten aller Punkte der beweglichen Stange BC in ihrer ganzen Ausdehnung sind einander gleich und die letztere ist bei gleichmäßiger Massenvertheilung in Folge der Beschleu-

nigungen gerade so auf Biegung beansprucht, wie ein gleichmäßig belasteter auf 2 Punkten frei aufliegender Träger. (Siehe Fig. 18.)

III. Ermittelung der Maximalbiegungsspannung bei ungleicher Massenvertheilung.

In diesem Falle ist selbst bei der einfachsten Annahme die rein analytische Berechnung kaum durchführbar, besonders was die Ermittelung des Maximalmomentes betrifft. Zur Aufstellung numerischer Resultate würden sich die Methoden der Graphostatik eignen, doch wäre man genöthigt, dieselbe Construction für mehrere Lagen der Kurbel und Schubstange auszuführen, um das Maximalmoment und weiterhin die größte Biegungsspannung zu berechnen. Man kann indeß schließen, daß auch in diesem Falle das Maximalmoment in der Nähe der Lage auftreten wird, in welcher die Schubstange senkrecht auf der Kurbel steht. Wir hatten vorhin gesehen, daß bei gleichmäßiger Massenvertheilung in der Schubstange das Maximalmoment dem absoluten Werthe nach sich wenig ändert, wenn der Kurbelwinkel zwischen 60 und 80° zu liegen kommt. Dies wird im Allgemeinen auch eintreten, wenn die Massenvertheilung in der Schubstange eine ungleichmäßige ist, wenigstens dürfte diese Annahme bei dem späterhin festgestellten Gesetz der Ungleichmäßigkeit sich wohl rechtfertigen lassen.

Wir werden daher auch hier nicht sehr fehl greifen, wenn wir ebenfalls die rechtwinkliche Stellung der Schubstange gegen die Kurbel als diejenige bezeichnen, in welcher unter allen Lagen der Schubstange die größte Beanspruchung durch Biegung erfolgt.

Behufs Anwendung des graphischen Verfahrens theilen wir die Länge l (Fig. 19, Taf. 9) der Schubstange in m gleiche Theile von der Länge λ, verlängern beiderseits l um einen halben Theil und lassen die Auflagerdrucke in den Mitten der letzten Theile wirken.

Ueber dem ersten Auflagerdruck C errichten wir die Ordinate a in einem bestimmten Maaßstab und ziehen durch deren Endpunkt und denjenigen des letzten Theiles eine Gerade. Eine Schubstange von constantem Querschnitt ist, wie früher gezeigt, in der vorhin angenommenen Lage der Kurbel durch Kräfte beansprucht, die in die Mittellinien der als Rechteck anzusehenden Trapezflächen fallen und proportional deren Inhalt sind.

A. Der Querschnitt sei rechteckig.

b die Dimension senkrecht zur Schwingungsebene constant,
h die Dimension in der Schwingungsebene veränderlich und zwar nehmen wir den in der Praxis üblichen Fall an, daß h proportional der Vergrößerung des Abstandes vom Kurbelzapfen C abnehme (siehe Fig. 18). Die bis zu den beiden Zapfenmitten der Schubstange fortgesetzte Profillinie der Dimension h gebe im Zapfenmittel C die Höhe h_1, im Zapfenmittel B die Höhe h_0.

Es soll das Verhältniß $\frac{h_0}{h} = \delta$ gegeben sein. (Fig. 20.) Aus dem geradlinigten Diagramm für die Schubstange mit constantem Querschnitt leiten wir das Diagramm für diesen Fall her, indem wir jede Ordinate mit einer der Höhe h proportionalen Zahl multipliciren. Wir erhalten dann das Belastungsdiagramm, aus welchem wir graphostatisch ohne Weiteres die Momentenfläche herleiten können.

Das Moment der äußern Kräfte an einer beliebigen Stelle D sei M, dasjenige in der Entfernung λ von C, M_1 t und t_1 die zugehörigen Ordinaten der Momentenfläche, so verhält sich bekanntlich $\frac{M}{M_1} = \frac{t}{t_1}$. Nun ist aber zu Folge der Grundgleichung für die Berechnung der Spannung

$$M = S.Z,$$

der Querschnittsmodul $Z = \frac{bh^2}{6}$,

also $S = \frac{6M}{bh^2} = \frac{6M_1}{t_1 b}\left(\frac{t}{h^2}\right)$.

Der Bruch $\frac{6M_1}{t_1 b}$ ist für jeden Querschnitt constant, $\frac{t}{h^2}$ dagegen variabel, demnach ist S ein Maximum, wenn $\frac{t}{h^2}$ ein Maximum ist.

Dieser Maximalwerth ist in jedem einzelnen Falle den berechneten Einzelwerthen $\frac{t}{h^2}$ zu entnehmen. Die Masse der Strecke λ, die in der Zeichnung genügend klein anzunehmen ist, denken wir uns in dem Angriffspunkt einer jeden Kraft concentrirt. Nennen wir die Centrifugalkraft der im Kurbelzapfen concentrirt gedachten Strecke λ C und behalten im Uebrigen die zur Ermittelung des Werthes S, bei der Schubstange mit constantem Querschnitt gegebenen Bezeichnungen bei, so folgt

$$C = \frac{bh_1\lambda\gamma}{g}.\frac{v^2}{r},$$

$$C = \frac{bh_1\lambda\gamma}{g}.\frac{rn^2}{90}.$$

Die Auflagerdrucke in den Punkten C und B seien P und Q, dann verhalten sich die Kräfte C und P zu einander wie die Längen c und p im Kräftepolygon, welche ersteren proportional sind. Man bestimmt bekanntlich den Auflagerdruck, indem man vom Pol O aus eine Linie || der Schlußlinie des Seilpolygons zieht.

Man hat also $\frac{C}{P} = \frac{c}{p}$, daher $P = \frac{p}{c} C$.

Nun ist $M_1 = P\lambda = \frac{p}{c} \frac{b h_1 \lambda^2 \gamma}{g} \cdot \frac{r n^2}{90}$.

$\lambda = \frac{1}{m}$ gesetzt und den Werth von M_1 in die Hauptgleichung für S_{max} eingesetzt giebt

$$S_{max} = \left(\frac{t}{h^2}\right)_{max} \frac{p h_1 \gamma r n^2 l^2}{t_1 c g . 15 m^2}.$$

Um in dem Factor $\left(\frac{t}{h^2}\right)_{max}$ den absoluten Wer h zu eliminiren, multipliciren wir, da es nur auf das Verhältniß ankommt, in welchem sich die Dimension h ändert, die Gleichung mit $\frac{h_1^2}{h_1^2}$ und erhalten

$$S_{max} = \left(\frac{t h_1^2}{h^2}\right)_{max} \frac{p \gamma r n^2 l^2}{t_1 c g . 15 m^2 h_1}.$$

B. Der Querschnitt der Schubstange sei rund.

Auch hier erscheint es gestattet, aus denselben unter A angeführten Gründen die Lage der Schubstange, in welcher dieselbe ⊥ zur Kurbel steht, als charakteristische zu bezeichnen. Wir erhalten das Diagramm der biegenden Kräfte für diesen Fall, wenn wir die Ordinaten des geradlinigten Diagrammes Fig. 21, ebenfalls mit einer Zahl multipliciren, welche proportional dem Querschnitt $f = \frac{\pi d^2}{4}$ ist.

Leiten wir auch hier graphostatisch die Momentenfläche ab, so folgt unter Beibehaltung derselben Bezeichnungen $\frac{M}{M_1} = \frac{t}{t_1}$, und da

$$M = \frac{S \pi d^3}{32}, \text{ so folgt}$$

$$S = \frac{32 M_1}{\pi t_1} \left(\frac{t}{d_3}\right).$$

$\left(\frac{t}{d_3}\right)$ ist die einzig variable Größe, somit ist S ein Maximum, wenn $\frac{t}{d^3}$ ein Maximum ist. Dieser Maximalwerth ist den einzeln berechneten Werthen $\frac{t}{d^3}$ zu entnehmen. Die bis zum Kurbelzapfen verlängerte Profillinie gebe im Zapfenmittel die Dimension d_1. Dann ist analog dem Frühern die Centrifugalkraft der im Kurbelzapfen concentrirt gedachten Masse:

$$C = \frac{\pi d_1^2}{4} \cdot \frac{\lambda \gamma}{g} \cdot \frac{v^2}{r}; \; v = \frac{r \pi n}{30}.$$

$M_1 = P\lambda = \frac{p}{c} C \lambda$ gesetzt, giebt

$$M_1 = \frac{p}{c} \frac{\pi d_1^2}{4} \frac{\lambda^2 \gamma}{g} \cdot \frac{r^2 n^2}{90}, \text{ somit } \left(\lambda = \frac{l}{m}\right).$$

$$S_{max} = \left(\frac{t}{d^3}\right)_{max} \cdot \frac{4 p d_1^2 l^2 \gamma r n^2}{45 c g . t_1 m^2}.$$

Wir nennen den Durchmesser der Schubstange in der Mitte D und multipliciren die rechte Seite, um das Verhältniß von $\frac{D}{d}$ in den Maximalwerth hinein zu bekommen mit $\left(\frac{D}{D}\right)^3$, wonach wir

$$S_{max} = \left(\frac{t D^3}{d^3}\right)_{max} \cdot \frac{4 p d_1^2 l^2 \gamma r n^2}{45 c g t_1 D^3 . m^2} \text{ erhalten.}$$

Numerische Berechnung der Constanten.

Um die graphischen Constructionen durchführen zu können, will ich denselben zwei Pleuelstangen zu Grunde legen, die sich in der Maschinenbausammlung der polytechnischen Schule zu Aachen befinden und mustergültige Dimensionen und Verhältnisse besitzen.

ad. A. Der Querschnitt ist rechteckig.

Bei dem vorliegenden Exemplar, das in Fig. 22, Taf. 9 in $\frac{1}{20}$ natürlicher Größe gezeichnet ist, ist das Verhältniß $\frac{h_0}{h_1} = 0{,}6$ gewählt.

Die Länge l beträgt 160 Centim. und ist in m = 16 gleiche Theile getheilt.

Bezugnehmend auf die Constructionszeichnung, Fig. 22, sind, da sich die biegenden Kräfte K bei gleichmäßiger Massenvertheilung nach einer geraden Linie gruppiren, für jeden Theilpunkt die Werthe K, $\frac{h}{h_1}$, $K' = K \frac{h}{h_1}$ folgende.

Die Endpunkte der Ordinaten K' liegen, wie leicht einzusehen, auf einer Parabel, die somit das Gesetz für die biegenden Beschleunigungscomponenten in einer Pleuelstange von der angenommenen Massenvertheilung darstellt. Die Werthe K und K' sind in Millimeter gemessen. Außerdem enthält die Tabelle II noch die Werthe der Ordinaten t ebenfalls in Millimeter und die Werthe $t\left(\frac{h_1}{h}\right)^2$. Unter diesen ist im Theilpunkt 8 ein Maximalwerth = 53,9 vorhanden. Das Verhältniß $\frac{p}{c}$ im Kräftepolygon ist = 4,36. Setzen wir diese Werthe in die allgemeine Formel für S_{max} unter A

Tabelle II.

No.	K	$\frac{h}{h_1}$	$K' = K\frac{h}{h_1}$	t	$t\left(\frac{h_1}{h}\right)^2$
0	50	1	50	0	0
1	47	0,975	45,8	11	11,6
2	44	0,95	41,8	20	22
3	41	0,925	37,9	26	30
4	38	0,9	34,2	31	38,2
5	35	0,875	30,6	34	44,4
6	32	0,85	27,2	35,2	48,9
7	29	0,825	23,9	35,5	52,2
8	26	0,8	20,8	34,5	53,9
9	23	0,775	17,8	32,2	53,7
10	20	0,75	15	29,5	52,5
11	17	0,725	12,3	25,8	48,2
12	14	0,7	9,8	21	42,9
13	11	0,675	7,4	14	30,8
14	8	0,65	5,2	11	26,0
15	5	0,625	3,1	5,5	14,1
16	2	0,6	1,2	0	0

$$S_{max} = \left(\frac{t\,h_1^2}{h^2}\right)_{max} \cdot \frac{p}{c} \cdot \frac{\gamma r n^2 l^2}{t_1 g \,.\, 15 m^2 h_1}$$ ein,

ferner $m = 16$, $g = 981$ Centim., $t_1 = 11$, (der Zeichnung entnommen) so folgt

$$S_{max} = 0{,}00000567 \frac{r n^2 l^2 \gamma}{h_1}.$$

Die Maximalbiegungsspannung tritt in einem Abstande 0,5 l vom Kurbelzapfen auf. Die Dimensionen r l h_1 sind in Centim., γ in Kilogr. pro Cubikcentim. einzusetzen, man erhält dann S_{max} in Kilogr. pro □Centim.

ad B. Der Querschnitt ist rund.

Das Exemplar, welches der numerischen Bestimmung der Constanten in diesem Falle zu Grunde gelegt werden soll, ist in Fig. 23, Tafel 9, in $\frac{1}{20}$ natürlicher Größe gezeichnet. Der Durchmesser in der Mitte beträgt 7,4 Centim., die Länge $l = 150$ Centim. Im Abstand von 15 Centim. von den Zapfenmitteln ist der der Kurbel zunächst liegende Durchmesser $d' = 0{,}8\,D$, der am Kreuzkopf $d_0 = 0{,}7\,D$ gewählt. Die Curve, welche im Längsschnitt durch die Endpunkte dieser 3 Durchmesser gelegt wird, ist meistens eine beliebige. In der Praxis reißt man dieselbe zweckmäßig längst einer elastischen Ruthe vor. Theoretisch soll diese Curve nach Redtenbacher eine cycloidische Sinoide sein und Reuleaux giebt in seinem Constructeur eine graphische Construction derselben. Ein Rotationskörper, der in der Richtung der Achse gedrückt, überall gleiche Strebfestigkeit haben soll, muß als Meridian diese Curve erhalten. Da aber die Gleichung derselben complicirt ist, so wählen wir der bequemen Ausrechnung numerischer Werthe wegen zwei Parabelzweige, die im Endpunkt vom Durchmesser D die Horizontale tangiren und durch die Endpunkte von d' und d_0 gehen.

Nennen wir x die Abscisse, welche sich von D beiderseits erstreckt, so ist der variable Durchmesser d gegeben durch die Gleichung

$$d = a + b x^2,$$

worin a und b passend zu bestimmende Constanten sind.

1) Für die Strecke zwischen der Mitte und dem Kreuzkopfzapfen ist für $x = 0$

$$d = 7{,}4 \text{ Centim} = a;$$

für $x = 6$ Centim. in $\frac{1}{10}$ des natürlichen Maßstabes gemessen

$$d = 0{,}7\,D = 5{,}18 \text{ Centim.} = a + b\,.\,36$$
oder $5{,}18 = 7{,}4 + 36\,b$,

Hieraus folgt $b = -0{,}062$,

somit $d = 7{,}4 - 0{,}062\,x^2$.

2) Für die Strecke zwischen der Mitte und dem Kurbelzapfen ist für $x = 0$, $d = 7{,}4$ Centim. $= a$, für $x = 6$ Centim., $d = 0{,}8\,D = 5{,}92$ Centim. $= a + b\,.\,36$,

oder $5{,}92 = 7{,}4 + 36\,b$,

hieraus folgt $b = -0{,}041$,

somit $d = 7{,}4 - 0{,}041\,x^2$.

Den Abständen	x = 0,5	1,5	2,5	3,5 .....
entsprechen die Theilpunkte	7	6	5	3 .....
resp.	8	9	10	11 .....

Nach diesen beiden Formeln ist nun der Durchmesser d in Centim. für jeden Theilpunkt berechnet. Ferner sind der Constructionszeichnung, Fig. 23, die Werthe K als Ordinaten der für gleichmäßige Massenvertheilung geltenden geraden Linie entnommen und mit einer dem Querschnitt proportionalen Zahl $\left(\frac{d}{D}\right)^2$ multiplicirt. Die so erhaltenen Werthe K', ferner die Ordinaten der graphostatisch construirten Momentenfläche, endlich die Werthe $\frac{t\,D^3}{d^3}$ sind für jeden der 15 Theilpunkte in umstehender Tabelle zusammengestellt.

Die Ordinaten K' geben die Curve der biegenden Kräfte bei der angenommenen Massenvertheilung.

Tabelle III.

No.	d	K	$K'=K\left(\frac{d}{D}\right)^2$	t	$t\left(\frac{D}{d}\right)^3$
0	5,1	50	23,7	0	0
1	5,67	46,8	27,5	12,8	28,5
2	6,16	43,6	30,2	23,5	40,8
3	6,57	40,4	31,9	31,7	45,3
4	6,90	37,2	32,3	38,0	46,8
5	7,14	34,0	31,7	42,8	47,7
6	7,31	30,8	30,0	44,8	46,5
7	7,39	27,6	27,5	45,0	45,1
8	7,38	24,4	24,3	43,5	43,9
9	7,26	21,2	20,4	40,0	42,3
10	7,01	18,0	16,2	35,0	41,2
11	6,64	14,8	12,0	29,0	40,1
12	6,15	11,6	8,01	22,5	39,2
13	5,52	8,4	4,6	15,5	37,4
14	4,78	5,2	3,3	7,8	28,9
15	3,92	2,0	0,56	0	0

Die Tabelle zeigt, daß im Theilpunkt 5 der Werth $t\left(\frac{D}{d}\right)^3$ ein Maximum ist.

Diesen, so wie die der graphischen Construction direct zu entnehmenden Größen $t_1 = 12{,}8$ (in Millimeter, da sämmtliche Ordinaten t in Millimeter gemessen sind) das Verhältniß $\frac{p}{c} = 7{,}6$ ebenfalls der Zeichnung entnommen, den Werth $m = 15$ (Anzahl der Theilpunkte), das Verhältniß $\frac{d_1}{D}$ im Theilpunkt $0 = 0{,}7$ und $g = 981$ Centim. in die unter B) aufgestellte Gleichung zur Berechnung der Maximalbiegungsspannung eingesetzt, giebt die endgültige Gleichung

$$S_{max} = 0{,}00000559 \frac{r n^2 l^2 \gamma}{D}.$$

Auch hier sind die Dimensionen r, l, D, in Centim., γ in Kilogr. pro Cubikcentim. einzusetzen. Man erhält dann die Maximalspannung in Kilogr. pro □Centim.

Dieselbe tritt, wie die Tabelle zeigt, im Abstand $\frac{1}{3}$ l vom Kurbelzapfen auf. —

Die Formeln, welche wir für die Maximalbiegungsspannung in den drei untersuchten Pleuelstangen erhalten haben, sind folgende:

1) Für eine Pleuelstange mit rundem überall constantem Querschnitt ist

$$S_{max} = 0{,}0000058 \frac{r n^2 l^2 \gamma}{d}.$$

2) Für eine Pleuelstange mit rechteckigem Querschnitt, bei welcher das geradlinigte Verjüngungsverhältniß $\frac{h_0}{h_1} = 0{,}6$ angenommen, ist

$$S_{max} = 0{,}00000567 \frac{r n^2 l^2 \gamma}{h_1}.$$

3) Für eine Pleuelstange mit rundem veränderlichen Querschnitt, bei welcher D der Durchmesser in der Mitte, d_1 und d_0 die Durchmesser im Abstande 0,1 l vom Mittel des Kurbel-, resp. des Kreuzkopfzapfens gegeben sind durch die Verhältnisse

$$\frac{d_1}{D} = 0{,}8; \; \frac{d_0}{D} = 0{,}7; \text{ ist}$$

$$S_{max} = 0{,}00000559 \frac{r n^2 l^2 \gamma}{D}.$$

Vergleichen wir diese 3 Formeln mit einander, so bemerken wir, daß die Constanten nahezu gleich sind.

Setzen wir sie einander gleich, was nach den Vernachlässigungen, welche wir im Laufe der Rechnung machten, um zu annähernd richtigen Resultaten zu kommen, wohl gestattet sein dürfte, nehmen wir ferner an, daß in allen 3 Fällen das Verhältniß $\frac{r}{l} = \frac{1}{5}$ ist, daß die Pleuelstangen aus gleichem Material, gleich lang sind, und daß die Kurbel in allen drei Fällen dieselbe Tourenzahl pro Minute macht, so können wir die laufende Proportion bilden

$$(S_{max})_1 : (S_{max})_2 : (S_{max})_3 = \frac{1}{h_1} : \frac{1}{D} : \frac{1}{d}.$$

Dies interessante Resultat spricht sich demnach in Worten folgendermaßen aus.

Bei Pleuelstangen von rechteckig in der Schwingungsebene veränderlichem (Breite constant), **von rundem veränderlichen und rundem constanten Querschnitt** (die Aenderung des Querschnitts ist eine bestimmt angenommene praktischen Regeln entlehnte) **verhalten sich, wenn sie in denselben Kurbelmechanismus** $\left(\frac{r}{l} = \frac{1}{5}\right)$ **eingeschaltet werden, von gleichem Material und gleicher Länge sind, die in Folge der Beschleunigungen der einzelnen Massenpunkte eintretenden Maximalbiegungsspannungen, wie die reciproken Werthe der Hauptdimensionen** h; D; d.

Setzen wir im speciellen Fall diese 3 Dimensionen einander gleich, so erkennt man, daß die Pleuelstange mit rechteckig in der Schwingungsebene veränderlichem Querschnitt in Bezug auf die Beanspruchung durch die Beschleunigungen die günstigste, die Stange mit rundem constanten Querschnitt die ungünstigste Massenvertheilung hat.

Und in der That ist die erstere bei sehr schnell gehenden Maschinen mit Vorliebe angewandt, besonders bei Locomotiven

Bei dieser Untersuchung, die wir in dem eben ausgesprochenen Satz zu einem gewissen Abschluß gebracht haben, ist eine Inanspruchnahme der Schubstange vollständig vernachlässigt, wir meinen die Inanspruchnahme auf Zerknickung; die Theorie derselben steht aber zur Zeit noch auf so schwachen Füßen, beruht theilweise sogar auf falschen Voraussetzungen, daß eine Vernachlässigung der durch die Zerknickungsfestigkeit hervorgerufenen Spannung schon deswegen gerechtfertigt erscheint.

Außerdem wird aber bei Berücksichtigung dieser Spannung das Problem so schwierig und verwickelt, daß man auf die Erreichung eines klaren übersichtlichen Resultates, wie wirs oben erhalten haben, von vornherein verzichten muß.

Wie weit die stattgehabte Vernachlässigung den praktischen Werth der vorliegenden Untersuchung für die Ermittelung der Maximalbiegungsspannung beeinträchtigt, überlasse ich dem Urtheil des geehrten Lesers.

Anhang.

Der Wendekreis dient zur Bestimmung der Krümmungsmittelpunkte resp. Krümmungsradien in einem zwangläufig bewegten System.

In dem speciellen Fall der zwangläufigen Bewegung einer geraden Linie läßt sich folgender Satz herleiten:

Wenn eine gerade Linie gezwungen ist, sich mit zweien ihrer Punkte auf beliebigen aber fest vorgeschriebenen Bahnen zu bewegen, so ist der Ort der Krümmungsmittelpunkte der Bahnelemente, welche die einzelnen Punkte der Geraden bei unendlich kleiner Verrückung beschreiben, ein Kegelschnitt.

Beweis. Die beiden Punkte A und B der Geraden G seien gezwungen, sich in Kreisen um A_1, B_1 zu bewegen (siehe Fig. 24, Tafel 10).

Da wir uns nur eine unendlich kleine Verrückung der Geraden vorgenommen denken, so können die Kreise um A_1, B_1 als die Krümmungskreise der Curven aufgefaßt werden, in denen die Punkte A und B verharren sollen.

Dadurch ist die im obigen Satz ausgesprochene Bedingung gewahrt.

Man construirt sich den Wendekreis am zweckmäßigsten auf folgende Weise:

Wenn man auf der andern Seite von A, dem Pol 𝔓 entgegengesetzt, auf dem Strahl 𝔓M den Punkt P bestimmt, so daß $PA = 𝔓A$ ist, so ist der Schnittpunkt S des Wendekreises mit dem Strahl 𝔓M, auch Wendepunkt genannt, der 4. harmonische Punkt zum Systempunkt A, dem zugehörigen Krümmungsmittelpunkt A_1 und Gegenpunkt P. (Diese geometrische Beziehung theilt auch Schell in seinem Werk „Theorie der Bewegung und Kräfte", Seite 391 mit).

Der Schnittpunkt S liegt stets zwischen den beiden Punkten 𝔓 und P und ist vom Krümmungsmittelpunkt A_1 durch den Gegenpunkt P, resp. Pol 𝔓, harmonisch getrennt. Behufs Construction des 4. harmonischen Punktes S legt man zweckmäßig durch A_1 eine beliebige Gerade und wählt auf derselben beiderseits von A zwei beliebige Punkte, welche von A_1 denselben Abstand haben $A_1D = A_1E$. Die beiden Verbindungslinien D𝔓 und E𝔓 schneiden einander in F. Eine durch F parallel der Geraden DE gezogene Linie bestimmt auf dem Strahl 𝔓A als 4. harmonischen Punkt den Wendepunkt S.

Diese Construction des 4. harmonischen Punktes, wenn die drei andern gegeben, ist bekannt; denn der unendlich ferne Punkt der Geraden DE ist, da der Annahme nach A_1 in der Mitte zwischen D und E liegt, der 4. harmonische Punkt zu D, A_1 und E. Dieser Punktreihe entspricht, weil $FS \parallel DE$ ist, ein harmonisches Strahlenbüschel in F und die Punktreihe $𝔓SPA_1$ ist als Schnitt desselben mit dem Strahl 𝔓M eine harmonische Punktreihe.

Auf einem zweiten durch 𝔓 gehenden Strahl 𝔓N, seien der Systempunkt B und der zugehörige Krümmungsmittelpunkt B_1 gegeben. Wir construiren den Gegenpunkt P', indem wir $𝔓B = P'B$ machen. Der Schnittpunkt S' des Wendekreises bildet mit den beiden Punkten P', B und dem Pol ebenfalls eine harmonische Punktreihe.

Legen wir nun durch die 3 Punkte 𝔓SS' einen Kreis, so ist dieser der Wendekreis des Systems.

Irgend ein dritter Strahl 𝔓R schneidet den Wendekreis im Punkte S'' und die Gerade PP' im Punkte P''. Der 4. harmonische Punkt zu P''S''𝔓 ist der Krümmungsmittelpunkt C' zu der Bahn, welche der Halbirungspunkt C der Strecke 𝔓P'' als Systempunkt beschreibt.

Die harmonischen Punktreihen zweier Strahlen können, da deren Schnittpunkt 𝔓 jeder Punktreihe angehört, als Schnitt eines Strahlenbüschels aufgefaßt werden, dessen Mittelpunkt der Schnittpunkt s von SS' mit PP' ist. Die Verbindungslinie A_1s muß durch den dem Strahl 𝔓N zugehörigen Krümmungsmittelpunkt B_1 gehen.

Legen wir durch AB eine gerade Linie G, so liegen auch die Gegenpunkte P auf einer Geraden, die durch PP' geht. Denken wir uns nun durch 𝔓 beliebig viel Strahlen gezogen und betrachten auf irgend einem Strahl, z. B. 𝔓M den Wendepunkt S und Krümmungsmittelpunkt A_1 als Mittelpunkte von Strahlenbüschel, so sind diese beiden Strahlenbüschel einander perspectivisch, weil die Schnittpunkte s der entsprechenden Strahlen auf der Geraden PP' liegen.

Das Strahlenbüschel in 𝔓 ist identisch mit dem in S, denn die entsprechenden Strahlen schließen constante Winkel ein (Peripheriewinkel auf dem Bogen 𝔓S).

Demnach befindet sich Strahlenbüschel 𝔓 zum Strahlenbüschel A_1 in project. Lage, d. h. die den Punkten der Ge-

raden G zugehörigen Krümmungsmittelpunkte liegen als Schnittpunkte entsprechender Strahlen auf einem **Kegelschnitt**.

Construction des Kegelschnitts.

Gegeben sind die Krümmungsmittelpunkte der Bahnen, welche 2 Punkte A B der Geraden G beschreiben.

Fall A. Die Gerade G schneidet den Wendekreis. Fig. 25.

Dann ist der Kegelschnitt eine **Hyperbel**. Denn die den Schnittpunkten T und U zugehörigen Krümmungsmittelpunkte liegen im Unendlichen.

Die Strahlen $\mathfrak{P}T$ und $\mathfrak{P}U$ sind die **Richtungen** der Asymptoten.

1) **Die Gegengerade PP' schneidet ebenfalls den Kreis.**

Die Schnittpunkte derselben mit dem Wendekreis seien V und W. Den Strahlen $\mathfrak{P}V$ und $\mathfrak{P}W$ des Strahlenbüschels $\mathfrak{P}$ entsprechen die Strahlen A_1V und A_1W des Strahlenbüschels A_1, folglich gehören beide Schnittpunkte V und W dem Kegelschnitt an. Ferner entspricht die Tangente an den Wendekreis in $\mathfrak{P}$ dem Strahl $A_1\mathfrak{P}$, d. h. auch der Pol $\mathfrak{P}$ liegt auf dem Kegelschnitt.

Durch die 5 Punkte A, B, V, W und $\mathfrak{P}$ ist die Hyperbel eindeutig bestimmt.

Tangentenconstruction und Lage der Asymptoten.

Dem Strahl $\mathfrak{P}S$ des Strahlenbüschels $\mathfrak{P}$ Fig. 26. entspricht der in S den Wendekreis tangirende Strahl des Strahlenbüschels S. Derselbe schneidet die Gegengerade PP' in s. Der Strahl A_1s des Strahlenbüschels A_1 schneidet den entsprechenden Strahl $A_1\mathfrak{P}$ des Strahlenbüschels $\mathfrak{P}$ in A_1, d. h. es sind hier 2 Punkte der Hyperbel zusammengefallen und A_1s ist die Tangente an die Hyperbel im Punkte A_1.

Andererseits schneidet die Tangente in S' die Gegengerade in s'. $s'B_1$ ist die Tangente an die Hyperbel in B_1. Im Pol $\mathfrak{P}$ fällt die Tangente an den Wendekreis mit der Tangente an die Hyperbel zusammen.

Diese Tangentenconstruction führt nun unmittelbar zur Bestimmung der Asymptoten; denn ziehen wir durch die beiden Punkte T und U Tangenten an den Wendekreis, so schneiden diese die Gegengerade PP' in 2 Punkten t und u. Die durch t und u nach den unendlich fernen auf den Strahlen $\mathfrak{P}T$ und $\mathfrak{P}U$ gelegenen Krümmungsmittelpunkten, d. h. $\parallel \mathfrak{P}T$ und $\mathfrak{P}U$ gezogenen Geraden sind die **Asymptoten** der Hyperbel, deren Richtungen bereits gegeben sind. Die Secantenconstruction der Hyperbel führt nun am schnellsten zum Verzeichnen derselben.

2) **Die Gegengerade PP' schneidet nicht den Kreis.**

Die Construction ist ganz dieselbe. Nur die Schnittpunkte v und w existiren nicht als Punkte der Hyperbel.

Fall B. Die Gerade G schneidet nicht den Wendekreis. Fig. 27.

Dann hat dieselbe keinen Punkt, dessen zugehöriger Krümmungsmittelpunkt im Unendlichen liegt.

Der Kegelschnitt ist somit eine **Ellipse**. Die bei der Hyperbel gegebene Tangentenconstruction ist auch bei der Ellipse giltig. Dieselbe geht durch die gegebenen Krümmungsmittelpunkte A_1B_1 und durch den Pol $\mathfrak{P}$. Fig. 27. Ziehen wir durch S und S' 2 Tangenten an den Wendekreis, so schneiden diese die Gegengerade in s und s'. Die Verbindungslinien sA_1 und $s'B_1$ geben die Tangenten an die Ellipse in A_1B_1.

Die Tangente in $\mathfrak{P}$ an den Wendekreis ist ebenfalls Tangente an die Ellipse. Aus 3 Tangenten und deren Berührungspunkten kann dieselbe nach bekannten Regeln construirt werden.

Fall C. Die Gerade G berührt den Wendekreis. Fig. 28.

Dann hat der Kegelschnitt einen unendlich fernen Punkt und in diesem eine unendlich ferne Tangente. Derselbe ist also eine **Parabel**. Der unendlich ferne Punkt liegt auf dem Strahl, der durch $\mathfrak{P}$ und den Tangirungspunkt V der Geraden G mit dem Wendekreis geht; folglich ist dieser Strahl die **Axe** der Parabel. Die Tangente in V schneidet die Gegengerade im Unendlichen. Nach dem unendlich fernen Punkt der Geraden PP' ist auch die Tangente im unendlich fernen Punkt der Parabel gerichtet. Die durch A_1 und B_1 $\parallel$ der Tangente in $\mathfrak{P}$ gezogenen Sehnen der Parabel werden durch die Axe halbirt.

Aachen im Februar 1872.

Fig. 1.

Fig. 11.

Geschwindigkeitscurve

Normale

Beschleunigungscurve

Kurbelkreis.

Fig. 2.

Curve der Beschleunigungspole in einem Kurbelmechanismus.

Fig. 12.

Fig. 7.

$\alpha = 0°$

Verlag von Arthur Felix in Leipzig.

Fig. 3.

Fig. 4.

Fig. 5.

Fig. 6.

Fig. 8.

Fig. 9.

Fig. 10.

Fig. 13.

Fig. 14.

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen

Fig 15.

Fig 17.

Fig 22.

Kraftcurve

Momentencurve

$\frac{1}{20}$ nat. Gr.

Fig 18.

Verlag von Arthur Felix in Leipzig

Fig. 19.

Fig. 16.

Fig. 23.

Fig. 20.

Fig. 21.

Kraftcurve

Momentencurve

$K \quad K - K\left(\frac{d}{D}\right)^2$

$d' = 0,8\,D$ $\quad \frac{1}{20}$ nat. Gr. $\quad d_0 = 0,7\,D$

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen

Fig. 24.

Fig. 26.

Fig. 27.

Fig. 25.

Fig. 28.

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meifsen

Zahnräderhobelmaschine von Joh. Zimmermann in Chemnitz,

prämiirt auf der Pariser Ausstellung.

Von

W. Jeep, Civilingenieur in Hörter.

(Hierzu Doppeltafel 11—12.)

Zum Bearbeiten und Ausschneiden der Zähne in verzahnten Rädern werden, wenn überhaupt in den Maschinenfabriken dazu eigene Maschinen aufgestellt sind, Fraisen benutzt, welche große Unterhaltungskosten verursachen und schwer in der richtigen Form herzustellen sind, wobei noch das Ausfraisen konischer Räder mit großen Schwierigkeiten verbunden ist. In den meisten Fabriken sind derartige Maschinen nicht im Gebrauch, weil dieselben eben zu unzweckmäßig sind.

In der Zimmermann'schen Werkzeugmaschinenfabrik in Chemnitz ist nun zum Zwecke der Bearbeitung verzahnter Räder eine Hobelmaschine*) construirt und ausgeführt, welche nicht nur die Bearbeitung von Stirnrädern, sondern auch diejenige von konischen Rädern mit großer Genauigkeit und verhältnißmäßig großer Geschwindigkeit ausführt, die allerdings durch die verschiedenen dazu erforderlichen Bewegungen nicht gerade zu den einfachsten Werkzeugmaschinen zählt, aber trotzdem leicht und einfach zu bedienen ist.

Diese Maschine ist der erwähnten Fabrik patentirt und auf der Pariser Weltausstellung wegen ihrer sinnreichen Construction und durchaus guter Ausführung prämiirt; dieselbe ist jetzt in den Zimmermann'schen Werkstätten in Thätigkeit.

Auf der beiliegenden Doppeltafel 11—12, welche nach Aufnahme in den mehr erwähnten Werkstätten vom Ingenieur Apel zu Berlin angefertigt ist, ist eine solche Maschine gezeichnet und zwar:

in Figur 1 in Seitenansicht und Schnitt durch das Gestell, in Figur 2 in einer Ansicht von oben, während die übrigen Figuren einzelne Theile darstellen.

In den Zeichnungen ist angenommen, daß auf der Maschine ein konisches Rad aufgespannt ist und bearbeitet wird, weßhalb alle Theile hierauf gestellt sind.

Das Gestell der Maschine, A A genannt, ist in Fig. 1 in einem Schnitte zu sehen, aus welchem dessen Form deutlich zu erkennen ist. Dasselbe hat an der obern Seite drei abgehobelte und genau abgerichtete Flächen B B B_1.

Auf der letzteren steht an einem Ende der Maschine der Bock C, welcher eine Spindel E trägt, auf welcher außerhalb von C das große Schneckenrad D befestigt ist, während das andere Ende derselben zur Aufnahme des zur Bearbeitung bestimmten Rades dient. Gehalten wird der Bock C durch Hakenschrauben F F, welche unter die Rippen B B fassen.

Außerdem steht auf dem Gestell der Schlitten G G, welcher in der Längenrichtung von A beweglich ist und in der Weise wie ein Support geführt und gehalten ist. Derselbe faßt zu dem Ende mit einer an seiner unteren Seite

---

*) Der „Civilingenieur" hat in seinem X. Bande Mittheilungen über die wichtigeren Zahnräderschneidemaschinen der Londoner Weltausstellung vom Jahre 1862 gebracht und freut sich daher, im Vorstehenden seinen Lesern auch die Beschreibung und Darstellung der bei der Pariser Ausstellung vom Jahre 1867 prämiirten Zimmermann'schen Zahnräderhobelmaschine vorlegen zu können, wenn dieselbe auch bereits im XVIII. Bande der Publication industrielle von Armengaud veröffentlicht worden ist. Die Armengaud'schen Zeichnungen sind nach dem in Paris ausgestellten Exemplare gefertigt, die neue Aufnahme, welche wir hier mittheilen, dagegen nach einem erst neuerdings aus der berühmten Chemnitzer Werkzeugfabrik hervorgegangenen Exemplar dieser ingeniösen Maschine. Unter den in London ausgestellten Zahnräderschneidemaschinen gab es nur eine Hobelmaschine, nämlich diejenige von Hunt & Co., zur Herstellung von konischen Rädern. Vor dieser verdient nun die Zimmermann'sche Maschine (abgesehen von ihren anderweiten Vorzügen) schon ihrer viel allgemeineren Verwendbarkeit wegen den Vorzug, da sie auch das Aushobeln von Stirnrädern gestattet. Die in Hart's „Werkzeugmaschinen" abgebildete Zahnräderhobelmaschine ist nur zum Schneiden kleiner Stirnräder und nur auf Handbetrieb eingerichtet, verlangt auch, daß die Schneidestähle nach der Form der Zahnlücken zugeschliffen sind. Großentheils sind zum Ausschneiden der Zahnlücken Fraisen verwendet, wie bei den Maschinen von Whitworth und Sellers; die Zimmermann'sche Construction ist daher zur Zeit als die praktisch brauchbarste und vortheilhafteste zu bezeichnen.

Die Redaction des Civilingenieurs.

angeordneten Rippe um die Kante von B, welche prismatisch geformt ist, während eine zweite Rippe H zur Aufnahme für die Stellschrauben J dient, durch welche die prismatische Leiste K gegen B gedrückt werden kann, damit dem Schlitten die erforderliche Führung und sichere Bewegung zu ertheilen ist. Gehalten ist die Leiste K durch Schrauben L. Unter dem Schlitten G befinden sich dann ferner, zwischen den Rippen BB angebracht, die Muttern MM, durch welche die Schraubenspindel NN geht. Diese ist in den Augen OO an dem Gestell gelagert, hat an einer Seite und zwar an der von dem Bocke C abgekehrten, einen Ansatz zur Aufnahme eines Schlüssels und ist an der anderen Seite durch die runden Muttern P so gehalten, daß eine Bewegung in ihrer Längenrichtung nicht erfolgen kann, sondern nur eine Drehung zulässig ist, in deren Folge der Schlitten G verschoben wird.

Auf dem Schlitten G befinden sich lothrecht zu der Längenrichtung von A zwei Nuthen, in welchen die Köpfe von vier Schrauben gleiten können, mit welchen die Platte R auf G gehalten ist und an beliebiger Stelle befestigt werden kann.

Unter der Platte R befindet sich eine Mutter, durch welche die, in derselben Weise wie N in A, in G befestigte Schraubenspindel S geht. Auf derselben befindet sich das Kreuz T zur Drehung der Schraube. Es kann demnach die Platte R durch S in der Längenrichtung von G verschoben werden.

Mit R aus einem Stück bestehend ist die runde Scheibe U angeordnet, über welcher eine zweite Scheibe V liegt. U und V sind genau bearbeitet und auf einander geschliffen. An V befindet sich ein Zapfen W, welcher in ein in U gebohrtes Loch paßt, so daß also eine Drehung von V auf U erfolgen kann, ohne daß die Scheiben sonst ihre Lage zu einander verändern. Es ist dieses deutlich in Figur 3 zu ersehen, in welcher ein verticaler Schnitt durch diesen Theil der Maschine in einem größeren Maaßstabe gezeichnet ist.

Mit V bildet wieder die quadratische Platte R_1 ein Stück.

Auf der letztereren ist die vertical stehende Platte X befindlich, welche in der später anzugebenden Weise geformt ist und zur Aufnahme einer Chablone dient, durch welche der Meißel in der erforderlichen Weise geführt wird und selbstthätig im Stande ist, der Zahnform zu folgen.

Auf R_1 geht zwischen den prismatischen Leisten Y und Z der Support F_1. Die Leiste Y ist durch die Schrauben $E_1 E_1$ befestigt, während Z durch die Schrauben D_1 gehalten und durch die durch A_1 gehenden Stellschrauben C_1 festgestellt werden kann, so daß der Support F_1 eine gleichmäßige und ruhige Bewegung erhält.

Der Support F_1 ist so geformt, daß derselbe über die Platte X fortgeht. Bewegt wird derselbe durch die Schraube G_1, welche in H_1 gehalten ist und auf der die von F_1 befestigte Mutter J_1 läuft. (Fig. 4.)

Ueber F_1 ist die sogenannte Haube $K_1 K_1$ der Maschine befindlich. Die Form derselben ist aus den Figuren 3, 4 und 5 deutlich zu erkennen. Dieselbe ist mit zwei Lagern $L_1 L_1$ versehen, in welchen die Zapfen der Achse M_1 liegen. Diese Achse ist in zwei Lappen $N_1 N_1$, welche auf F_1 gegossen sind, so gehalten, daß dieselbe eine kleine auf- und abgehende Bewegung machen kann, zu welchem Ende oben in $N_1 N_1$ Schlitze angebracht sind.

In der Achse M_1 ist die Büchse O_1 befindlich, durch welche die Spindel P_1 hindurchgeht. In dem oberen Ende von O_1 befindet sich Gewinde, in welches die rohrförmige Schraubenspindel U_1 paßt. Damit diese sich nicht selbstthätig drehen kann, ist auf O_1 die Gegenmutter S_1 gepreßt. Damit die Spindel U_1 in O_1 Platz findet, ist P_1 abgedreht und geht das dünnere Ende Q_1 dieser Stange durch U_1 hindurch, um oben mit der Mutter T_1 die Schraube U_1 an ihrem Platze zu erhalten. Zur Drehung von U_1 ist oben auf ihr das Handrad $R_{,,}$ befestigt. Es kann diese Drehung aber selbstverständlich erst dann ausgeführt werden, wenn die Gegenmutter S_1 gelöst ist.

Unten ist die Stange P_1 halb abgehobelt und liegt hier gegen die, früher bereits erwähnte Platte X. Dieses Ende ist in den Figuren mit $P_{,,}$ bezeichnet.

In der Platte X befindet sich eine Nuth, in welcher die Chablone $V_1 V_1$, welche in Figur 6[a] allein gezeichnet und in drei Ansichten dargestellt ist. Dieselbe ist an den Enden schräg abgearbeitet, und wird durch die Platten $W_1 W_1$, welche an X_1 geschraubt sind, festgehalten. In $P_{,,}$ ist dann ein unten schneidenförmiger Stift X_1 aus Stahl, aus welchem Material auch die Chablone besteht, befestigt, welcher nach der der Chablone V_1 zugekehrten Seite über $P_{,,}$ vorsteht und auf der Chablone aufliegt. Bewegt sich nun der Support F_1, so nimmt an dieser Bewegung die Haube W_1 und also auch P_1 Theil. Es gleitet demnach X_1 über die Chablone und wird P_1, und deshalb auch M_1 und demzufolge die ganze Haube der Form der Chablone entsprechend gehoben oder gesenkt.

An der Haube K_1 befindet sich die Büchse Y_1, welche der Welle Z_1 als Lager dient. Außerdem ist auf K_1 der säulenförmige Bock A_2 befestigt, in welchem oben die Messingbüchse B_2 durch Nuth und Feder gehalten ist. Diese Büchse dient der stehenden Welle C_2 als Lager. Fig. 6. Oben auf der Welle C_2 ist die oben und unten mit Rändern versehene Riemenscheiben E_2 und unter B_2 auf der Welle der Stellring D_2 befestigt, so daß zwischen E_2 und D_2 die Büchse B_2 liegt und demnach die Welle vor dem Heraufoder Heruntergehen gesichert ist. Ueber dem an A_2 befindlichen Auge, in welchem die Büchse B_2 befestigt ist, ist durch eine Stellschraube gehalten der Arm F_2 auf B_2 angebracht, in dessem Ende sich der Zapfen G_2 befindet, auf dem die Spannrolle H_2 läuft. Unten ist die Welle C_2 in der Büchse

L_2 gelagert. Die Welle C_2 treibt die Welle Z_1, zu welchem Ende beide durch die conischen Räder J_2 und K_2 verbunden sind. Auf dem der Befestigungsstelle von K_2 entgegengesetzten Ende der Welle Z_1 ist die Scheibe M_2 befestigt, von der der Support mit dem Meißelhalter Bewegung erhält, und neben dem Rade K_2 ist die Scheibe N_2 angeordnet, von der aus die Schraube G_1 und demzufolge der Support F_1 bewegt werden kann. Die Schraube G_1 muß hierzu ziemlich weit über die Büchse H_{11}, in der sie gehalten ist, fortgehen und ist, um ein Verbiegen derselben zu verhindern, nochmals in dem Bügel O_2, Fig. 2 und 7, gelagert, welcher an R_1 angeschraubt ist. Außerhalb des letztern ist dann auf der Schraubenspindel G_1 das Griffrad P_2 angebracht, um die Bewegung dieser Schraube auch aus der Hand bewerkstelligen zu können.

Die Einrichtung zur Bewegung der Schraube G_1 durch die Maschine ist in den Figuren 7, 8 und 9 in größerem Maaßstabe gezeichnet.

Auf der Verlängerung der Schraube dicht neben O_2 ist das kleine Sperrrädchen Q_2 angebracht, welches in seiner Nabe mit einer Feder versehen ist, die in einer in der Verlängerung von G_1 angebrachten Nuth gleiten kann, so daß also an jeder Stelle dieser Verlängerung das Rädchen Q_2 im Stande ist, der Schraube G_1 Drehung zu ertheilen.

Die Nabe von Q_2 ist nach beiden Seiten hin über das Rad hinaus verlängert und trägt auf der von der Haube K_1 abstehenden Verlängerung den Hebel R_2, während die entgegengesetzte Verlängerung mit einer rund um die Nabe laufenden Nuth versehen ist, in welche eine Gabel T_2 einfaßt, die mit dem Support F_1 verbunden ist. Es muß durch diese Einrichtung das Rad Q_2 und also auch der Hebel R_2 den Bewegungen der Haube folgen.

An den Hebel R_2 faßt die Stange S_2, welche von der Scheibe N_2 kommend dem Hebel eine schwingende Bewegung ertheilt, deren Größe von der Stellung des Drehbolzens der Stange S_2 in der Scheibe N_2 abhängig, aber verstellbar ist, weil dieser Drehbolzen beliebig in N_2 verstellt werden kann. An dem Hebel R_2 ist dann noch der Drehbolzen für den Faulenzer U_2 befestigt. Damit der letztere nach links oder rechts in das Rad einfassen kann und auch außer demselben zu halten ist, hat derselbe die in Figur 10 angegebene und in halber natürlicher Größe gezeichnete Einrichtung erhalten.

Der Faulenzer ist lothrecht zu dem Loche, in welchem sich der Drehbolzen befindet, eingebohrt und in der letzteren Bohrung der Stift W_2 befindlich, welcher mit einem Kopfe versehen ist, gegen den sich die Spiralfeder X_2 legt, die das Bestreben hat, den Stift nach Außen zu drücken. Der Drehbolzen Y_2 ist mit drei Flächen versehen. Gegen eine derselben legt sich der Kopf des Stiftes W_2, wenn der Faulenzer außer Thätigkeit ist, gegen die anderen dagegen, wenn derselbe nach der einen oder andern Seite in das zugehörige Rad einfaßt. Es ist durch diese einfache Einrichtung dem Faulenzer die Möglichkeit genommen, umzuschlagen und verkehrt zu arbeiten.

Bei der Bewegung der Welle Z_1 und eingelegtem Faulenzer U_2 in das Rad Q_2 wird der Support F_1 mit der Haube K_1 nach der einen oder andern Seite bewegt und dadurch die Haube gehoben oder gesenkt, weil bei dieser Bewegung der Stift X_1 über die Chablone V_1 gleitet und der Form dieser folgen muß.

An der Haube K_1 unter der Büchse Y_1 ist eine Nase Z_2 befindlich, unter welche sich der Kopf b des Hebels $e\,a\,b$ legt. Letzterer hat bei a in dem kleinen Bocke d, welcher an R_1 befestigt ist, seinen Drehbolzen. An dem b entgegengesetzten Ende e des Hebels ist das Gewicht f angebracht.

Ferner ist an der Y_1 entgegengesetzten Seite der Haube K_1 die Wange $g\,g$ angeschraubt und zwar so, daß die Mitte derselben mit der Mitte der Scheibe M_2 zusammenfällt. Es muß aber $g\,g$ genau lothrecht zu der Bohrung in Y_1 oder zu der Achse Z_1 liegen.

In der Scheibe M_2 ist der Zapfen h befestigt, jedoch so, daß derselbe der Mitte näher oder ferner gestellt werden kann, also einen verschieden großen Hub haben kann. An demselben faßt die Zugstange $i\,i$ für den Support mit dem Meißelhalter, welcher auf der Wange $g\,g$ gleitet, an. Die Einrichtung dieses Supports ist folgende.

In den Figuren 11 und 12 ist dieser Support in zwei lothrecht zu einander stehenden Durchschnitten und in Fig. 13 in einer obern Ansicht gezeichnet.

Zunächst auf der Wange $g\,g$ ist der Schlitten $k\,k$, gehalten durch die Leisten $l\,l$, von denen die eine zum Stellen durch die Schrauben m eingerichtet ist, befindlich. Dieser Schlitten wird von der Stange $i\,i$ hin- und her bewegt. An k befindet sich die verticale Platte n, welche lothrecht zu der Wange $g\,g$ steht. Dieselbe dient zur Aufnahme der Chablone $p\,p$, welche durch die angeschraubten Platten $q\,q$ gehalten ist. Außerdem befinden sich an der Platte n die Augen $r\,r$, in welchen die Stange i ihren Drehbolzen hat.

Lothrecht auf k ist der Support $s\,s$ beweglich. Auf demselben ist die Büchse $t\,t$ angeordnet, in welcher sich der Zapfen $a_1\,a_1$ befindet und dreht, welcher jedoch auch durch die Stellschraube b_1 festgestellt werden kann, wenn solches erforderlich ist. Gehalten ist der Support durch die Leisten g_1 und f_1, von denen f_1 zum Stellen ist, und seine Bewegung erhält er durch die Schraube d_1, welche in der Warze h_1, an der Platte k befindlich, gehalten wird. Auf derselben läuft die Mutter c_1, welche in einer passenden Vertiefung s liegt. Die Drehung der Schraube d_1 kann durch ein Sperrrad, welches bei i_1 sitzt, oder durch eine Kurbel k_1 erfolgen.

Diese Bewegung wird, wenn sie von der Maschine durch das Sperrrad herbeigeführt wird, auf folgende Weise bewerkstelligt.

An der Stange g ist (Fig. 1) die Nase l_1 in Form einer schiefen Ebene angeordnet. Auf der Schraube d_1 ist das Sperrrad n_1 befestigt und neben diesem der Hebel m_1 angebracht, (siehe auch die Figuren 14 und 15). An dem Ende dieses Hebels ist ein Bolzen befestigt, auf welchem die Rolle p_1 angebracht ist. Außerdem befindet sich an dem Hebel der Drehbolzen q_1 für den Faulenzer r_1. Damit der Hebel nicht über eine bestimmte Grenze niederfallen kann, ist der Stift s_1 (siehe auch die Figuren 11 und 13) an k befestigt. Bewegt sich der Support von rechts nach links, siehe Figur 1, so stößt die Rolle p_1 auf die Nase l_1 und läuft ein Stück auf dieser schiefen Ebene hinan, wodurch der Hebel m_1 gehoben wird. Es muß hierdurch aber der Faulenzer, wenn derselbe überhaupt in dem Sperrrade liegt, dieses um einige Zähne fortrücken. Bei der Bewegung nach der entgegengesetzten Seite geht die Rolle p_1 von l_1 und der Hebel fällt durch sein Gewicht wieder auf den Stift s_1. Bei dieser Bewegung wird der Faulenzer zurückgezogen.

An dem Zapfen a_1, welcher, wie oben bereits angegeben, in der Büchse t steckt, befindet sich (Fig. 11) an der von der Betriebswelle Z_1 abgekehrten Seite die Platte t_1, auf der sich der Support a_2 auf- und nieder bewegen läßt, und zwar durch die Schraube b_2 und die Mutter d_2. Auf a_2 bewegt sich ein zweiter Support rechtwinkelig zu a_2, welcher mit e_2 bezeichnet wurde.

Dieser Support wird durch die Schraube f_2 bewegt. Beide Supports a_2 und e_2 können nur durch den Arbeiter, mit Hilfe von Kurbeln, nicht aber durch die Maschine bewegt werden.

An dem Support e_2 befindet sich das Stichelgehäuse h_2 in welchem der Meißel i_2 durch die Stellschrauben k_2 befestigt wird. Das Stichelgehäuse dreht sich um den Bolzen g_2 und wird durch die Spiralfeder m_2 gegen l_2 gepreßt.

An der t_1 entgegengesetzten Seite des Zapfens a_1 ist der Arm n_2 mit Hilfe von drei Schrauben befestigt, in welchem sich der Stift p_2 befindet. Dieser gleitet auf der Chablone p und dreht bei der fortschreitenden Bewegung des Supports s den Zapfen a_1 etwas herum. Dieser Bewegung muß selbstverständlich der Meißel folgen. An dem Arme n_2 ist noch die Handhabe q_2 angebracht, welche dem Arbeiter dazu dient, den Zapfen a_1, wenn solches erforderlich, mit der Hand zu drehen.

Da die Wange g g einen festen Halt an der beweglichen Haube k_1 nicht findet, ist es erforderlich, daß dieselbe noch eine Unterstützung erhält. Diese ist durch einen vor der Maschine befindlichen Support hergestellt, welcher folgende Einrichtung hat (Fig. 1 u. 2).

Eine auf dem Zapfen α bewegliche Hülse β kann in irgend einer Lage durch die Schraube γ befestigt werden. An dieser Hülse befindet sich eine seitlich angegossene klauenförmige Verstärkung, welche die Wange g g umfaßt und also unterstützt; dieselbe ist mit δ bezeichnet worden. Der Zapfen α ist in dem Bocke ζ befestigt, welcher, unten mit prismatischen Nuten versehen, in dem Rahmenstücke η zu verschieben ist. Zu diesem Zwecke ist in $\eta\,\eta$ die Schraubenspindel ϑ drehbar befestigt, auf der sich die Mutter λ befindet, welche in ζ angebracht ist. Die Drehung von ϑ erfolgt an dem Kopfe π mit Hilfe eines Dornes.

In das zu Anfang erwähnte Schneckenrad D greift die Schnecke A, welche auf der Welle B gehalten wird, Fig. 16. Die letztere ist dicht neben der Schnecke in zwei Büchsen E E gelagert, welche auf einem an dem Gestell A A befindlichen Lappen F befestigt sind. Die Welle B geht dann bis an das Ende des Gestells A und ist daselbst in einem Lager G gestützt und vor einer Bewegung in ihrer Längenrichtung durch Stellringe geschützt, Fig. 2. Außerhalb von A auf B ist ein kleines Zahnrad H befestigt, welches in das um einen festen Stift drehbare Rad H_1 eingreift.

Neben dem Gestell A A ist dann der Bock J befestigt, welcher in seinem oberen Theile die Welle K trägt. An diesem Bocke sind zwei kreisförmige Scheiben L und N so befestigt, daß ihre Mitten mit der Mitte der Welle K zusammenfallen, Fig. 17 und 18. Neben der Scheibe N liegt eine zweite P, welche mit dem Arme N_1 ein Stück bildet. Diese Scheibe ist mit N durch drei Schrauben Q Q verbunden und, weil eine zeitweise Drehung von P erforderlich ist, ist in dieser Scheibe eine kreisförmige Nuth mit trapezförmigem Querschnitt angeordnet, in welcher die Köpfe der Schrauben Q Q liegen, so daß also eine freie Drehung von P erfolgen kann, sobald die Muttern der Schrauben Q etwas gelöst werden.

Außerhalb von P ist ein Zahnrad M auf der Welle K befestigt und ein anderes Zahnrad R dreht sich um einen in N_1 befestigten Bolzen. Dieses letztere verbindet M und H_1, so daß also an einer Drehung von K auch die Welle B Theil nehmen muß. Wenn das Erforderniß vorhanden ist, so können statt der Räder R und H_1 auch Doppelräder zur Anwendung kommen, so daß zwischen M und H eine größere Uebersetzung stattfindet, als dies bei einfachen Rädern möglich ist.

Die Scheibe L ist mit einem abstehenden Rande versehen, in welchem eine Anzahl Einschnitte befindlich ist, welche alle genau gleichweit von einander entfernt stehen. An der Welle K ist der Griff S so befestigt, daß derselbe eine zur Welle lothrechte Bewegung machen kann, daß aber mit ihm auch die Drehung dieser Welle möglich wird. Das eine Ende des Griffes S legt sich in die eben erwähnten Einschnitte der Scheibe L, und damit der Griff in der ihm ertheilten Lage sicher gehalten wird, ist hinter demselben eine Spiralfeder angebracht, welche S in die Einschnitte in L drückt. Dieselbe

steht mit einem Ende an dem Griffe S, während sich das andere Ende gegen einen Stab legt, der auf der Welle K befestigt ist.

Durch die eben beschriebene Anordnung, welche in den Figuren 16, 17 und 18 dargestellt ist, ist man im Stande das Schneckenrad um ein beliebiges Stück zu drehen, an welcher Drehung dann auch die Spindel E und das auf dieser, behufs Ausarbeitung, befestigte Rad Theil zu nehmen hat. Man kann dieses also um ein beliebiges Stück drehen und demnach jede Theilung bearbeiten.

Hat z. B. das Schneckenrad D eine Zähnezahl von 220 bei einem Durchmesser von 1810 Millimetern, ist die Schnecke A mit einfachem Gewinde versehen und hat die Scheibe L 30 gleich weit von einander abstehende Einschnitte, so kann, wenn eine Räderübersetzung zwischen K und B nicht stattfindet, das Rad D um $^1/_{6600}$ seines Umfanges gedreht werden, weil die Welle K, wenn der Griff S aus einem in den anderen Einschnitt gelegt wird, $^1/_{30}$ Umdrehung macht, also auch die Welle B sich $^1/_{30}$ umdreht. Da dann aber das Rad D bei einer Umdrehung der Welle B um einen Zahn fortrückt oder $^1/_{220}$ Umdrehung macht, muß bei $^1/_{30}$ Umdrehungen von B dieses Fortrücken $\frac{1}{30} \cdot \frac{1}{220} = \frac{1}{6600}$ sein. Ist demnach ein Rad zu bearbeiten, welches mit D gleichen Durchmesser hat, so kann dieses unter den angenommenen Verhältnissen 6600 Zähne haben. Rückt man den Griff S zwei Einschnitte weiter, so ist die Drehung von B und K gleich $\frac{1}{15}$ und demnach die Zahl der Zähne, welche in dem mit D gleich großen Rade erzeugt werden können $15 . 220 = 3300$. Bei einem Fortrücken um drei Einschnitte an L erhält man unter denselben Verhältnissen $10 . 220 = 2200$ Zähne und so fort, bis bei einer ganzen Umdrehung von K das zu schneidende Rad 220 Zähne erhält, wie diese auch in dem Rade D befindlich sind.

Ist das Rad, welches ausgehobelt werden soll, kleiner oder größer als D, so bleibt die Zähnezahl dieselbe und ändert sich mit dem Halbmesser nur die Theilung des Rades.

Bringt man nun zwischen K und B Räder so an, daß eine Uebersetzung in denselben stattfindet, so ist es selbstverständlich, daß man jede beliebige Zähnezahl in einem Rade schneiden, oder aushobeln kann.

Sollen zum Beispiel in einem Rade von 905 Millimetern Durchmesser 50 Zähne befindlich sein, so muß sich das Schneckenrad für jeden zu schneidenden Zahn $\frac{1}{50}$ drehen, oder um $\frac{220}{50} = 4^2/_5$ Zähne fortrücken, weßhalb die Welle B in diesem Falle $4^2/_5$ Umdrehungen zu machen hat, um das Rad, welches geschnitten werden soll, um seine Theilung fortzuschieben. Man würde dieses erreichen, wenn man den Griff S vier ganze Umdrehungen machen ließe und außerdem noch um 12 Einschnitte in L fortbewegte. Es könnten dann jedoch sehr leicht Irrthümer stattfinden, weßhalb es besser und außerdem auch einfacher ist, wenn man eine Räderübersetzung anwendet. Soll der Griff S nur um einen Einschnitt fortbewegt werden, so macht die Welle K $^1/_{30}$ Umdrehungen und da B $4^2/_5$ oder $\frac{22}{5}$ Umdrehungen machen soll, so müßte eine Uebersetzung von $\frac{5}{22} \cdot \frac{1}{30} = \frac{5}{660} = \frac{1}{132}$ zur Anwendung kommen, welche mit den gewöhnlich benutzten Wechselrädern kaum erreicht werden kann; rückt man dagegen an der Scheibe L den Griff S jedesmal um 4 Einschnitte fort, so ist die Uebersetzung in den Wechselrädern $\frac{4}{132} = \frac{1}{33}$ und man kann dann auf die Welle K ein Rad mit 120 Zähnen setzen, auf den Stift in der Scheere oder dem Arme R_1 zwei Räder von 20 und 100 Zähnen, auf den festen Stift an A zwei Räder mit 40 und 110 Zähnen, und endlich auf die Welle B ein solches mit 50 Zähnen. Die Uebersetzung ist dann $\frac{120}{20} \cdot \frac{110}{40} \cdot \frac{100}{50} = \frac{6}{1} \cdot \frac{2{,}75}{1} \cdot \frac{2}{1} = \frac{33}{1}$, so daß also die Welle B eine 33mal schnellere Bewegung macht, als die Welle K.

Zu der Maschine und für die gangbaren Zähnezahlen der Räder müßte, wie dieses bei andern Werkzeugmaschinen ebenfalls Sitte ist, eine Tabelle beigegeben werden, nach welcher das Einsetzen der Wechselräder erfolgen kann, damit nicht für jedes Rad, welches ausgehobelt werden soll, erst die Wechselräder zu berechnen sind.

Der Betrieb der Maschine erfolgt durch die Welle D_3, (Fig. 1), welche in den Lagern $C_3 C_3$ läuft und die Stufenscheibe E_3 zwischen den Lagern, sowie das conische Rad F_3 außerhalb derselben trägt.

In das Rad F_3 greift ein gleiches G_3 auf der stehenden Welle L_3, welche in den Lagern $H_3 H_3$ gehalten ist, und auf der noch die Riemenscheibe J_3 angebracht wurde.

Die Lager $C_3 C_3$ und $H_3 H_3$ befinden sich sämmtlich an der Platte A_3, welche mit Hilfe von Schrauben $B_3 B_3$ an der Wand befestigt ist.

Auf dem Ende des Gestells A ist dann noch die in den Figuren 19 und 20 in verticalem und horizontalem Schnitte dargestellte Säule durch die Stellschraube $M_3 M_3$ befestigt. Dieselbe trägt an ihrem oberen Ende den durch den Stift O_3 gehaltenen Zapfen N_3, auf welchem die Riemenscheibe K_3 läuft. Diese liegt mit J_3 in gleicher Höhe. Damit dieselbe auf dem Stifte N_3 gehalten wird, ist auf diesem die Mutter P_3 angebracht (Fig. 1 und 2).

Der Riemen führt nun von J_3 über K_3, geht zwischen E_3 und H_3 fort wieder nach J_3 und kann durch H_3 beliebig angespannt werden.

Die Arbeit auf der Maschine ist nun einfach.

Soll ein conisches Rad bearbeitet werden, für welche Arbeit gestellt die Maschine gezeichnet wurde, so wird zunächst der Schlitten g g genau in die Richtung gebracht, welche der Schräge des Rades entspricht, was leicht durch ein Gehrmaaß bewerkstelligt werden kann.

Hierauf werden, der Zähnezahl des Rades entsprechend, die Wechselräder zur Bewegung der Welle E aufgesetzt, die entsprechende Schablone in V_1 eingesetzt, die Schablone aus n dagegen entfernt und nachdem die Haube K und die Stütze δ in die dem Rade entsprechende Lage gesetzt sind und alle Theile gehörig befestigt wurden, wird die Maschine in Bewegung gesetzt.

Durch die Schraube G, wird dann die Haube in der Längenrichtung der Schablone V_1 fortbewegt, so daß dieselbe und ebenso die Straße g eine Bewegung machen, welche der Zahnform entspricht. Da diese Bewegung in Folge der Arbeit des Faulenzers eine absetzende ist, so wird, wie bei jeder Hobelmaschine von den Zähnen Strich für Strich fortgehobelt, bis ihre richtige Form hergestellt ist.

Nothwendig ist es, daß das Rad, welches zur Bearbeitung kommen soll, vorher abgedreht wird.

Da der Arbeiter durch das Griffrad R_2 jederzeit die Haube außer Verbindung mit der Schablone V_1 setzen kann, so kann derselbe bei Störungen im Gange der Maschine die Wirkung dieser sofort unterbrechen.

Bei der Bearbeitung von Stirnrädern muß die Straße g g parallel zur Achse E gestellt, die Schablone V_1 entfernt, p p dagegen eingesetzt werden.

Theorie der Bobinen.

Von

Dwelshauvers-Dery,

Maschinen-Ingenieur und Lehrer der Maschinenkunde an der Bergschule zu Lüttich.

Seiten der Bergingenieure ist schon längst eine praktische Ausgleichung des Seilgewichtes bei Fördermaschinen gesucht worden und für geringere Schachttiefen von 300 bis 400 Meter lassen sich auch leicht die Durchmesser der Bobinen so berechnen, daß bei constantem Seilquerschnitt das Moment des Widerstandes annähernd gleichförmig ausfällt. Bei größeren Schachttiefen oder unter Umständen, wo der berechnete Durchmesser nicht anwendbar erscheint, muß man aber mitunter zu sehr complicirten Auskunftsmitteln greifen, indem man ein Gegengewicht anwendet, welches sich bald auf einen besonderen Korb aufwickelt, bald auf einer besondern Curve bewegt u. s. w.

Herr Lucien Guinotte hat in seinem Werke: Étude générale sur la détente variable et spécialement sur son application aux machines d'extraction, Mons, 1871, dargethan, wie sich die Regelmäßigkeit der Bewegung durch Veränderung der Expansion herstellen läßt, es ist aber klar, daß diese Regulirung der Expansion selbstthätig vor sich gehen muß, da der, eine starke Fördermaschine regirende, Maschinist schon ohnehin einen so verantwortlichen und die gespannteste Aufmerksamkeit fordernden Dienst hat, daß ihm neue Obliegenheiten nicht zugemuthet werden können.

Hat nun auch Herr Guinotte die Aufgabe, Fördermaschinen mit einer selbstthätigen variabeln Expansion auszurüsten, in sehr sinnreicher Weise gelöst, so ist doch nicht zu leugnen, daß die Fördermaschine dadurch etwas complicirt wird.*) Einfacher erscheint uns der Ausweg, dem Seile eine constante Stärke, aber abnehmenden Querschnitt zu geben und den Durchmesser der Bobinen entsprechend zu bestimmen. Man kann auf diese Weise eine für die Praxis vollkommen genügende Gleichförmigkeit der Momente selbst bei mehr als 900 Met. Schachttiefe und 4 Centim. Seilstärke und zugleich hinreichend große Durchmesser der Bobinen erzielen. Gelingt es aber, die Momente gut auszugleichen, so kann man dann auch den Querschnitt des Seiles reduciren, indem man eine gewöhnliche Dampfmaschine mit bestimmter Expansion anwendet. Denn es fallen die außergewöhnlichen Spannungen des Förderseiles weg, welche die Folge der häufigen Wechsel in der Geschwindigkeit sind, womit Maschinen arbeiten, deren Kraft constant bleibt, während der Widerstand erheblich wechselt.

In welcher Weise die Halbmesser der Bobinen variiren

*) Wir haben unsern Lesern auf S. 351 des vorigen Bandes des Civilingenieur eine andere sinnreiche Construction von Audemar mitgetheilt. Die Red. des Civiling.

Fig. 6.a

Fig. 4.

Fig. 6.b

Ansicht des Schneckenrades nebst Schnecke.

Fig. 16.

(1/20.)

Verlag von Arthur Felix in Leipzig.

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.

müssen, um einen möglichst gleichförmigen Widerstand zu erzielen, hat schon Combes in seinem Traité d'exploitation des Mines dargethan. Er findet, daß das Moment eine Function vom 3. Grade derjenigen Zahl von Umgängen ist, welche vom Augenblick der Begegnung der beiden Fördergefäße an gemacht werden sind, und daß dieses Moment des Widerstandes dreimal durch den Mittelwerth hindurch geht, einmal bei der Begegnung der Gefäße im Schachte und dann noch einmal vor und einmal nach dieser Begegnung nach Vollendung gleich vieler Umgänge der Bobine. Die meisten Praktiker berechnen aber die Durchmesser unter der Annahme, daß die Momente im Augenblicke der Begegnung der beiden Gefäße, bei Beginn und bei Beendigung eines Aufzuges gleich sein sollen, diese Berechnungsweise führt jedoch bei größeren Förderteufen lange nicht auf eine so gute Ausgleichung der Momente, als diejenige von Combes.

Ich habe mich schon seit lange bemüht, diese Frage unter Zugrundelegung eines Seiles mit von unten nach oben gleichförmig zunehmender Stärke zu lösen, und bin auf eine Gleichung vom 5. Grade gestoßen. Die Widerstandsmomente nehmen fünfmal den Mittelwerth, dreimal einen Maximal- und dreimal einen Minimalwerth an, die Regelmäßigkeit der Bewegung ist also noch größer und ich werde durch Beispiele beweisen, daß selbst bei 900 Met. Tiefe für die Größe des Durchmessers und die Umgangszahl entsprechende Werthe gefunden werden.

Wenn diese Rechnungen nach der von Combes angegebenen Methode durchgeführt werden sollen, so werden sie sehr complicirt, wogegen der von Tschebuscheff gezeigte Weg eine einfache Lösung bietet; des Vergleiches halber sollen beide Wege hier vorgeführt werden.

Seil mit gleichförmigem Querschnitt.

Sei Q die nützliche Last, welche zu heben ist, in Kilogr.
- q das todte Gewicht des Gefäßes u. s. w. in Kilogr.
- L die Tiefe des Schachtes in Met.
- T die größte Spannung des Seiles in Kilogr., welche pro Qu.-Met. gestattet sein soll.
- f der constante Querschnitt des Seiles in Qu.-Met.
- γ das Gewicht des laufenden Meters Seil in Kilogr.,

so erfährt das Seil bei Beginn des Aufzuges die größte Spannung, indem es die Lasten Q, q und sein eigenes Gewicht $fL\gamma$ zu tragen hat; man hat also:

$$Q + q + fL\gamma = Tf.$$

Hieraus ergiebt sich f, oder Breite und Stärke des Seiles, sowie dessen Gewicht $P = Lf\gamma$ und das Gewicht pro laufendes Meter:

$$p = \frac{P}{L} = f\gamma.$$

Führt man die Länge λ eines Seiles ein, dessen Gewicht bei gleichem Querschnitt am obern Ende dieselbe Spannung im Seile erzeugen würde, so hat man $Tf = \lambda f\gamma$ oder

$$\lambda = \frac{T}{\gamma},$$

$$f = \frac{Q + p}{(\lambda - L)\gamma} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

$$P = (Q + q)\frac{L}{\lambda - L} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

$$p = \frac{Q + q}{\lambda - L} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

und setzt man für Q und q ebenfalls gewisse Längen Seil ein, nämlich:

$$Q = pH \text{ und } q = ph \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

so ist auch zu schreiben:

$$\lambda = H + h + L. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Geht man nun von dem Augenblicke aus, wo sich die Gefäße im Schachte begegnen, so sind in diesem Augenblicke die Halbmesser, unter welchen sich die Seile von den beiden Bobinen entfernen, gleich und zwar gleich dem arithmetischen Mittel zwischen dem größten Radius bei ganz aufgewickeltem Seil und dem kleinsten Radius bei ganz abgewickeltem Seil. Nennen wir

- ϱ diesen mittleren Halbmesser der Bobinen,
- n die Zahl Umgänge, welche vom Moment der Begegnung der Gefäße bis zu deren Ankunft an der Hängebank oder im Tiefsten geschehen müssen,
- e die Seilstärke,

so erhalten wir:

für den größten Halbmesser $R = \varrho + ne$,
„ „ kleinsten „ $r = \varrho - ne$

und da bei vollkommener Aufwickelung die Masse des Seiles einen Ring vom äußern Radius R und vom innern Radius r bildet*), so ist weiter

$$\pi[(\varrho + ne)^2 - (\varrho - ne)^2] = 4n\pi\varrho e,$$

während nach vollkommener Abwickelung des Seiles dasselbe ein Rechteck von der Länge L und Breite e bildet, so daß $Le = 4\pi n\varrho e$ ist, oder

$$L = 4\pi n\varrho. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Bezeichnen wir nun mit $+x$ die Umdrehungen, welche vom Augenblick der Bewegung an und nach diesem, mit $-x$ die Umdrehungen, welche vor dem Augenblick der Begegnung und bis zu diesem gemacht worden sind, mit l die bei x Umgängen aufgewickelte Seillänge, mit l_1 die bei

*) Genau genommen bildet das Seil eine Spirale. Sucht man aber die Länge einer Spirale, so erhält man einen complicirten Ausdruck, der bei 300 bis 400 Met. Länge nur um ein Bruchtheil eines Millimeters größer ist als der einfache Ausdruck.

x Touren nach der Begegnung abgewickelte Seillänge, mit S die Höhe des Begegnungspunktes vom Schachttiefsten, d. i. die bei n Umgängen nach der Begegnung aufgewickelte Seillänge, so haben wir:

$$l = \pi x (2\varrho + x e), \quad \ldots \quad (7)$$

$$l_1 = \pi x (2\varrho - x e), \quad \ldots \quad (8)$$

$$S = \pi n (2\varrho + n e), \quad \ldots \quad (9)$$

daher durch Combination mit (6)

$$S = \frac{L}{2} + \frac{L^2 e}{16 \pi \varrho^2}, \quad \ldots \quad (10)$$

$$S = \frac{L}{2} + n^2 \pi e. \quad \ldots \quad (11)$$

Es ist nun die Differenz $\triangle$ zwischen dem Moment des aufsteigenden beladenen Förderkorbes und des absteigenden leeren Förderkorbes für x Umgänge nach der Begegnung zu bestimmen. Das Moment der Spannung des aufwickelnden Seiles ist:

$$[Q + q + p(S - l)](\varrho + x e) = p(H + h + S - l)(\varrho + x e),$$

dasjenige des abwickelnden Seiles:

$$[q + p(S + l_1)](\varrho - x e) = p(h + S - l_1)(\varrho - x e),$$

daher ergiebt sich für die Differenz:

$$\triangle = p H \varrho + p[(l + l_1)\varrho + x e (H + 2h + 2S - l + l_1)].$$

Nun ist aber:

$$l + l_1 = 4 \pi \varrho x,$$

$$l - l_1 = 2 \pi e x^2,$$

$$(l + l_1)\varrho = \frac{L^2 x}{4 \pi n^2}$$

und wenn man setzt:

$$H + 2h + L = L_1,$$

so folgt:

$$\triangle - p H \varrho = x \left[\frac{8 n^4 \pi^2 e^2 + 4 L_1 n^2 \pi e - L^2}{8 n^2 \pi^2 e^2} - x^2 \right] 2 \pi p e^2. \quad \ldots \quad (12)$$

Setzt man nun:

$$\triangle - p H \varrho = \triangle - Q \varrho = y$$

$$n^2 \pi e = z$$

$$\frac{8 z^2 + 4 L_1 z - L^2}{8 \pi e z} = X^2$$

$$2 \pi p e^2 = C,$$

so erhält man als Gleichung, aus welcher das Widerstandsmoment für jeden Augenblick gefunden werden kann, die Gleichung vom 3. Grade:

$$y = C x (X^2 - x^2) \quad \ldots \quad (13)$$

Figur 1.

Man bekommt ein anschauliches Bild der Veränderungen von y, wenn man für n einen bestimmten Werth und für X kleinere Werthe $-n, \ldots -1, 0, 1, 2, 3 \ldots n$ einsetzt und die entsprechenden Werthe von y als Ordinaten aufträgt. Wird X sehr klein angenommen, so erhält man die gestrichelte Curve in Fig. 1, nimmt man dasselbe größer, namentlich $= n$, wie die meisten Praktiker thun, so wird die punktirte Curve erhalten, X bestimmt also die Proportionen der Curve, oder ist mit andern Worten der Parameter derselben.

Es entsteht nun die Frage, für welchen Werth von X, oder für welchen Werth des Verhältnisses $\frac{X}{n}$ sich die Curve am wenigsten von der Abscissenaxe entfernen werde? Sowohl die Zeichnung, als auch die Gleichung (13) lassen erkennen, daß die Differenz $2y_1$ der äußersten Ordinaten um so größer, die Differenz $2y_2$ der Maximal- und Minimal-Ordinaten dagegen um so kleiner wird, je kleiner man X wählt. Macht man dagegen X groß, gleich oder nahezu gleich n, so wird die Differenz der äußersten Ordinaten $2y_1$ klein und diejenige der Maxima und Minima größer, Erstere wächst aber mit der Abnahme von X rascher, als Letztere mit der Zunahme von X_1, wodurch das Verfahren der Praktiker erklärt, wenn nicht gerechtfertigt wird.

Die Curve wird mithin am wenigsten von der Geraden abweichen, wenn man die Differenz der äußersten Ordinaten der Differenz der Maxima und Minima gleich setzt.

Nun ist

$$2 y_1 = 2 C n (n^2 - X^2), \quad \ldots \quad (14)$$

und derjenige Werth x_2 von x, welcher y zu einem Maximum oder Minimum macht, ist

$$x_2 = \pm \frac{X}{\sqrt{3}},$$

diese Eminenz selbst also:

$$2y_2 = 2Cx_2(X^2 - x_2^2) = \frac{2X^3}{3\sqrt{3}} \cdot 2C. \quad (15)$$

Setzt man die Gleichungen 14 und 15 einander gleich, so erhält man

$$n^3 + x_2^3 - X^2(n + x_2) = 0.$$

Diese Gleichung hat eine Wurzel $x_2 = -n$, welche offenbar nicht brauchbar ist. Unterdrückt man den Factor $n + x_2$, so wird:

$$n^2 - n_2 + x_2^2 - X^2 = 0 \text{ oder}$$

$$n^2 - \frac{X}{\sqrt{3}} n = \frac{2}{3} X^2.$$

Die negative Wurzel dieser Gleichung ist nicht zu brauchen, aber die positive Wurzel

$$X = n\frac{\sqrt{3}}{2}, \quad \ldots \quad (16)$$

welche auf

$$x_2 = \frac{n}{2} \quad \ldots \quad (17)$$

führt, ist die gesuchte Größe.

Wir bemerken, daß sich die Ausdrücke (16) und (17) auch schreiben lassen:

$$X = n\cos.30^0 \quad \ldots \quad (16a)$$

$$x_2 = n\cos.60^0 \quad \ldots \quad (17a)$$

und dies führt auf eine graphische Lösung der vorliegenden Aufgabe.

Man beschreibt nämlich über $2n$ als Durchmesser einen Halbkreis, theilt denselben in 6 gleiche Theile à 30°, fällt aus den Theilungspunkten Perpendikel auf den Durchmesser und bezeichnet diese Punkte, sowie die Punkte am Umfange mit 0, 1, 2, 3, 4, 5, 6. Die Curve wird sich der Geraden am meisten nähern, wenn sie dieselbe in den Punkten 1, 3 und 5 schneidet; die größten Abstände finden dann in den Punkten 0, 2, 4, 6 statt und sind gleich. Nun folgt aus:

$$X^2 = \frac{3n^2}{4} = \frac{8z^2 + 4L_1z - L^2}{8z\pi e}$$

$$z = n^2\pi e = \sqrt{L_1^2 + \frac{L^2}{2}} - L_1 \quad \ldots \quad (18)$$

und

$$\varrho = \frac{L}{4}\sqrt{\frac{e}{\pi z}} = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{e}{2\pi}}\sqrt{L_1 + \sqrt{L_1^2 + \frac{1}{2}L^2}} \quad \ldots \quad (19)$$

Macht man dagegen, wie viele Praktiker, $X^2 = n^2$, so erhält man:

$$\varrho_1 = \frac{1}{2}\sqrt{\frac{eL_1}{\pi}}, \quad \ldots \quad (19a)$$

$$z_1 = \frac{L^2}{4L_1} \text{ und } n_1 = \frac{L}{2}\sqrt{\frac{1}{\pi e L_1}}. \quad (18a)$$

Nach Gleichung (15) ist der größte Abstand

$$y_2 = \frac{1}{4}Cn^3 = \frac{1}{2}penz, \quad \ldots \quad (20)$$

wenn man aber $X = n$ macht, so erhält man:

$$y_2 = \frac{2C}{3\sqrt{3}}n_1^3 = \frac{4}{3\sqrt{3}}pen_1z_1. \quad (20a)$$

Wir wollen nun die Anwendung dieser Theorie an ein Paar Beispielen zeigen.

1. **Beispiel.** Sei $L = 300$ Met., $\lambda = 1200$ Met., $e = 0{,}08$ Met., $Q = q = 1500$ Kilogr., so folgt:

$$p = \frac{10}{3},\ H = h = 450,\ L_1 = H + 2h + L = 1650.$$

Nun giebt die Formel (18):

$$z = 13{,}5648;\quad n = 12,$$

Formel (19) $\qquad \varrho = 1{,}989$,

Formel (20) $\qquad 2y_2 = 16{,}3$ Kilogr.-Met.,

während das mittlere Moment 2982 Kilogr.-Met. beträgt, so daß die größte Abweichung kaum 0,5 Proc. ausmacht.

Rechnet man dagegen nach der gewöhnlichen Methode, so folgt:

$$z_1 = 13{,}636,\quad n_1 = 12{,}04,\quad \varrho_1 = 1{,}984$$

$$2y_2 = 25{,}28$$

und das mittlere Moment ist 2976 Kilogr.-Met., so daß die größte Abweichung nahezu 1 Proc. beträgt.

Für geringe Tiefen findet also zwischen den Resultaten der beiden Berechnungsweisen kein erheblicher Unterschied statt.

2. **Beispiel.** Sei $L = 900$ Met., $\lambda = 1200$ Met., $e = 0{,}04$ Met., $Q = q = 1500$ Kilogr., so folgt:

$$p = 10,\ H = h = 150,\ L_1 = H + 2h + L = 1350 \text{ Met.}$$

Formel (18) giebt nun:

$$z = 142{,}4,\quad n = 33{,}67,$$

Formel (19) $\qquad \varrho = 2{,}125$,

Formel (20) $\qquad 2y_2 = 1919{,}5$ Kilogr.-Met.,

während das mittlere Moment 3187,5 Kilogr.-Met. beträgt.

Man erhält also die enorm große Differenz von ca. 60 Proc., auch fällt der kleine Halbmesser sehr klein aus, $r = 0{,}778$ Met.

Nach dem gewöhnlichen Verfahren bekommt man folgende Werthe:

$$z_1 = 150, \quad n_1 = 34{,}5, \quad \varrho_1 = 2{,}072 \text{ Met.},$$

$$2y_2 = 3196{,}88 \text{ Kilogr.-Met.}$$

Da nun das mittlere Moment 3108 Kilogr.-Met. beträgt, so beläuft sich die Abweichung auf mehr als 100 Proc., auch fällt der kleine Radius viel zu klein aus, $r = 0{,}692$ Met.

Bei großen Tiefen ist also ein besonderes Ausgleichungsverfahren nicht zu entbehren. Bei constantem Seilquerschnitt erhält man für die günstigste Ausgleichung einen zu kleinen Durchmesser für die Bobine und trotzdem sehr starke Abweichungen in den Momenten.

Seil mit abnehmendem Querschnitt.

Der unterste Querschnitt des Seiles hat blos $Q + q$ zu tragen, also gilt für denselben:

$$Q + q = Tf.$$

Der oberste Querschnitt muß außerdem noch das Gewicht des Seiles, dessen mittler Querschnitt $= \frac{1}{2}(f + f_1)$ ist, tragen und ergiebt sich aus:

$$Q + q + \frac{1}{2}(f + f_1) L \gamma = T f_1.$$

Hieraus folgt:

$$f_1 = f . \frac{2\lambda + L}{2\lambda - L}.$$

Ist p_0 das Gewicht pro laufendes Seil Meter am untern Ende, also

$$p_0 = \frac{Q + q}{\lambda}, \quad \ldots \ldots \quad (21)$$

so beträgt das Gewicht von α Metern vom untern Ende weggerechnet

$$p_0 \alpha \left(\frac{\alpha}{2\lambda - L} + 1\right). \quad \ldots \quad (22)$$

Setzt man noch:

$$Q = H p_0 \text{ und } q = h p_0,$$

so wird bei x Umdrehungen nach dem Augenblick der Begegnung die Differenz der Momente betragen:

$$\triangle = p_0\left[H + h + (S - l)\left(\frac{S - l}{2\lambda - L} + 1\right)\right](\varrho + xe) - p_0\left[h + (S + l_1)\left(\frac{S + l_1}{2\lambda - L} + 1\right)\right](\varrho - xe).$$

Durch verschiedene Substitutionen ergiebt sich dann:

$$\triangle = p_0\varrho\left(H - 4\pi\varrho x - S\frac{8\pi\varrho x}{2\lambda - L} + \frac{8\pi^2 e \varrho x^3}{2\lambda - L}\right) + p_0 x e\left(H + 2h + 2S - 2\pi e x^2 + \frac{2S(S - 2\pi e x^2) + 8\pi^2\varrho^2 x^2 + 2\pi^2 e^2 x^4}{2\lambda - L}\right)$$

Setzt man der Abkürzung halber:

$$y = \triangle - p_0\varrho H \qquad H + 2h + L = L_1 \qquad z = n^2\pi e$$

so erhält man hieraus:

$$y = p_0 e x\left[\frac{4z^3 + 8\lambda z^2 + 2L_1(2\lambda - L)z - \lambda L}{2z(2\lambda - L)} - \frac{e\pi(8z^2 + 8\lambda z - 2L^2)}{2z(2\lambda - L)}x^2 + \frac{2\pi^2 e^2}{2\lambda - L}x^4\right]. \quad . \quad (23)$$

Durch Substitution von

$$C \text{ für } \frac{2p_0\pi^2 e^3}{2\lambda - L} \quad \ldots \ldots \ldots \ldots \quad (24)$$

$$A \text{ für } \frac{4z^3 + 8\lambda z^2 + 2L_1(2\lambda - L)z - \lambda L^2}{4\pi^2 e^2 z} \quad (25)$$

$$B \text{ für } \frac{8z^2 + 8\lambda z - 2L^2}{4\pi e z} \quad \ldots \ldots \ldots \quad (26)$$

geht Gleichung (23) über in:

$$y = Cx(A - Bx^2 + x^4).$$

Mit Hilfe dieser Gleichung vom 5. Grade sind diejenigen Werthe von A und B zu suchen, welche innerhalb der Werthe $-n$ und $+n$ für x den Abstand y von Null zu einem Minimum machen. Und hierfür hat Tschebuscheff eine höchst elegante Methode angegeben.*)

Ist der Ausdruck vom δten Grade, so sind die Parameter A und B so zu wählen, daß die δ Wurzeln des Ausdruckes, Null gleich gesetzt, seien:

$$n\cos\frac{\pi}{2\delta}, \qquad n\cos\frac{3\pi}{2\delta} \ldots\ldots \qquad n\cos\frac{2\delta - 1}{2\delta}\pi$$

und es werden dann die beträchtlichsten Abweichungen für folgende Werthe von x stattfinden:

$$n \qquad n\cos\frac{2\pi}{2\delta} \qquad n\frac{\cos 4\pi}{2\delta} \ldots . \qquad n\cos\pi.$$

Es ergiebt sich hieraus die schon oben angewendete graphische Methode. Man schlägt über $2n$ als Durchmesser einen Halbkreis, theilt denselben in 2δ (hier 10) gleiche Theile, fällt aus den Theilpunkten Perpendikel auf den Durchmesser

*) Bertrand, Traité de calcul différentiel. p. 520.

und bezeichnet diese Punkte von $x = +n$ an mit 0, 1, 2, 3, ... 10; dann müssen die Ordinaten in den Punkten 1, 3,

Figur 2.

5, 7, 9 gleich Null sein und die längsten Ordinaten werden in den Punkten 0, 2, 4, 6, 8, 10 sich finden, wie beistehende Figur zeigt.

Es sind nun diese Werthe von A und B zu berechnen. Weil y für $x = 0$ auch Null wird, so ist bereits eine Bedingung erfüllt und die vier andern laufen auf folgende zwei hinaus:

y muß gleichzeitig Null werden für $\left\{\begin{array}{l} x^2 = n^2(\cos 18^0)^2 \\ x^2 = n^2(\cos 54^0)^2 \end{array}\right\}$ (28).

Hiernach folgt:

$$\left.\begin{array}{l} A = n^4(\cos.18^0)^2(\cos 54^0)^2 = \frac{5}{16}\,n^4 \\ B = n^2[(\cos 18^0)^2(\cos.54^0)^2] = \frac{5}{4}\,n^2 \end{array}\right\} \quad . \quad (29a)$$

$$\frac{A}{B} = \frac{n^2}{4} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (29)$$

Dividirt man (25) durch (26) und setzt man den Quotienten gleich $\frac{n^2}{4}$, so erhält man folgende Gleichung zur Bestimmung von z:

$$0 = z^3 + 3\lambda z^2 + \left[L_1(2\lambda - L) + \frac{L^2}{4}\right] z - \frac{\lambda L^2}{2}. \quad (30)$$

Man hat dann weiter:

$$\varrho = \frac{L}{4}\sqrt{\frac{e}{\pi z}}, \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (31)$$

$$n = \sqrt{\frac{z}{\pi e}}. \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (32)$$

Was die größte Abweichung y_2 anlangt, so erhält man sie aus dem Ausdruck für y

$$y = C x\left(\frac{5}{16}\,n^4 - \frac{5}{4}\,n^2 x^2 + x^4\right), \quad . \; . \quad (33)$$

wenn man darin $x = n$ setzt, nämlich:

$$y_2 = C.\frac{n^5}{16},\ 2y_2 = \frac{p_0 z^2 \varrho}{L(2\lambda - L)}. \quad . \; . \quad (34)$$

Wenn man nach der üblichen Methode y für $x = n$ gleich Null setzt, so findet sich der Werth von ϱ leichter aus nachstehenden Betrachtungen.

Die Differenz der Momente beim Beginn des Aufganges ist:

$$(Q + q + P)(\varrho - ne) - q(\varrho + ne).$$

Setzt man dieselbe $= Q\varrho$, so folgt:

$$z_1 = \frac{\lambda L^2}{4[h(2\lambda - L) + \lambda L]}, \quad . \; . \quad (30a)$$

$$\varrho_1 = \frac{L}{4}\sqrt{\frac{e}{\pi z_1}} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (31a)$$

$$n_1 = \sqrt{\frac{z_1}{\pi e}}. \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (32a)$$

Bezüglich der Bestimmung der größten Abweichungen ist zu beachten, daß A und B durch die Relation

$$A - B n^2 + n^4 = 0$$

und diejenigen Werthe von x, welche y zu einem Maximum machen, durch

$$A - 3B x_1^2 + 5 x_1^4 = 0$$

gegeben sind, woraus folgt:

$$x_1^2 = \frac{1}{10}\left[3B \pm \sqrt{9B^2 - 20n^2(B - n)^2}\right] \quad . \quad (35)$$

Man hat also B aus z_1 abzuleiten, dann x_1 zu berechnen, um endlich $2y_2$ zu finden.

3. **Beispiel.** Sei gegeben $L = 300$ Met., $\lambda = 1200$ Met., $e = 0{,}03$ Met., $Q = q = 1500$ Kilogr. Hieraus folgt zunächst:

$H = h = 600$ Met., $p_0 = 2{,}5$ Kilogr., $L_1 = 2100$ Met.

$$2\lambda - L = 2100.$$

Gleichung (30) giebt nun:

$$z^3 + 3600 z^2 + 4432500 z - 54000000 = 0 = \varphi.$$

Diese Gleichung hat nur eine positive Wurzel; man versucht also

$z = 12$, was giebt: $\varphi = -289872$,

$z = 12{,}1$, „ „ $\varphi = +162098$;

also ist $z = 12{,}064$.

Hieraus folgt nun weiter:

$\varrho = 2{,}109$ Met., $n = 11{,}31$,

$2y_2 = 0{,}016$ Kilogr.-Met.

Da $Q\varrho = 3164$ Kilogr.-Met. ist, so kann die Bewegung als völlig regelmäßig bezeichnet werden. Endlich folgt noch:

$$r = \varrho - ne = 1{,}77 \text{ Met.}$$

2. **Beispiel.** Sei $L = 900$, $e = 0{,}04$, $Q = q = 1500$, so ergiebt sich

$H = h = 600$, $p_0 = 2{,}5$, $L_1 = 2700$, $2\lambda - L = 1500$.

Gleichung (30) lautet:

$$z^3 + 3600 z^2 + 4252500 z - 486000000 = 0.$$

Ihre einzige positive Wurzel ist $z = 104{,}73$ und hieraus folgt:

$$r = 1{,}326 \text{ Met.}$$

Endlich ergiebt sich:

$$2y_2 = 5{,}27 \text{ Kilogr. Met.}$$

bei $Q\varrho = 3720$ Kilogr.-Met. mittlerem Moment, so daß die Abweichung im Maximum $\frac{1}{6}$ Proc. beträgt.

Man gelangt also selbst bei 900 Met. Tiefe zu der größten Gleichmäßigkeit der Momente, ohne einen zu kleinen Kerndurchmesser zu erhalten.

Wollte man ein breiteres und dünneres Bandseil anwenden, z. B. $e = 0{,}03$ Met., so bekäme man:

$$\varrho = 2{,}148, \quad n = 33, \quad r = 1{,}148, \quad 2\,y_2 = 4{,}57,$$

würde also nur etwas an Geschwindigkeit einbüßen.

Setzt man aber die Momente zu Anfang und zu Ende des Aufganges dem mittleren Momente gleich, so erhält man für $e = 0{,}04$ Met.

$$z_1 = \frac{1350}{11},\ \varrho_1 = 2{,}29,\ n_1 = 31{,}225,\ r = 1{,}04,\ 2\,y_2 = 86{,}5.$$

Die Abweichung vom mittleren Moment 3435 Kilogr.-Met. beträgt also ungefähr 2,5 Proc., aber der Kerndurchmesser fällt klein aus.

Hiernach bewirkt die Anwendung von Seilen mit abnehmendem Querschnitt eine große Regelmäßigkeit des Ganges, selbst bei Tiefen von 900 Meter. Dabei wiegt solch ein Seil viel weniger (z. B. in dem Beispiele mit 900 Met. Tiefe wog das gleichförmig starke Seil 9000, das Seil mit abnehmender Stärke aber blos 3600 Kilogramm), so daß derartige Seile auch viel billiger zu stehen kommen müssen.

(Revue universelle 15a, tom. XXX, p. 345.)

Versuche über die Dehnung der Treibriemen aus Leder, Kautschuk und Guttapercha.

Von

Tresca,

Director des Conservatoire des Arts et Métiers in Paris.

Bekanntlich hat man sich schon seit längerer Zeit bemüht, an Stelle der ledernen Treibriemen solche aus Kautschuk und Guttapercha anzufertigen, und deren Widerstandsfähigkeit und Dauer durch eingelegte Gewebe zu erhöhen. Diese Substanzen, welche sich zu Bändern von beliebiger Länge, Stärke und Breite auswalzen lassen, besitzen hierin einen großen Vorzug vor dem Leder, wovon man nur Streifen von begrenzter Breite und Länge aus der Rückenseite der Häute der Thiere zu schneiden im Stande ist.

Demgemäß schien es nützlich, genaue vergleichende Versuche über diese drei Riemengattungen anzustellen, und da die englischen Kautschukriemen sich bezüglich der Einlage von den französischen unterscheiden, so mußten auch diese beiden Arten verglichen werden. Die französische Einlage ist nämlich ein grobes baumwollenes Gewebe von 45 Fäden des Schusses und 110 Fäden der Kette pro Decimeter Breite, welches bei 1,03 Met. Breite 0,981 Kilogr. pro laufendes Meter wiegt, und bei welchem Kette und Schuß aus drei zusammengezwirnten Fäden bestehen. Die englische Einlage zählt dagegen 52 Schuß- und 85 Kettenfäden pro Decimeter, wovon erstere sechsfach, letztere siebenfach gezwirnt sind, und wiegt bei 1,05 Met. Breite 1,086 Kilogr. pro laufendes Meter.

Diese segeltuchartigen Gewebe sind in mehrfachen Lagen in den Kautschuk eingelegt, so daß Letzterer dazwischen hineindringt und die Lagen zusammenkittet; bisweilen ist das Gewebe auf den Außenflächen der Riemen zu sehen, was wir als sichtbare Einlage bezeichnen wollen, obwohl dabei auch eine oder mehrere Lagen im Innern vorhanden sein können, oder es tritt auf der vollkommen glatten Außenfläche nicht hervor, was wir als verdeckte Einlage bezeichnen werden.

Um die Verletzung der Enden der zu prüfenden Riemen zu verhüten, wurden aus Eisenblech gefertigte Backen von der größten Breite der Riemen angewendet, welche durch hinreichend viele Schrauben so scharf angezogen werden konnten, daß die Reibung zwischen diesen Backen größer war, als die Festigkeit der Riemen. Um dies zu erreichen, mußten die innern Flächen der Backen gerieft werden, so daß sie sich in das Material der Riemen eindrückten.

Der Zug wurde durch die hydraulische Presse ausgeübt,

welche an der Probirbank des Conservatoire des Arts et Métiers angebracht ist; er wurde überdies durch die Zeigerwaage gemessen, welche mit dem feststehenden Böckchen verbunden ist und mittelst eines verschiebbaren Laufgewichtes, sowie mittelst angehangener Gewichte belastet wird.

Zur Beobachtung der Dehnung dienten zwei vorher in der Nähe jedes Backens gezogene Marken und ein eingetheilter Maaßstab, der bei der Beobachtung mit dem einen Ende auf die eine Marke eingestellt wurde. Meistentheils genügte diese Beobachtungsmethode auch zur Constatirung permanenter Ausdehnungen, welche nach der Entlastung zurückblieben.

Auf Grund dieser Elemente wurden die Verlängerungen pro laufendes Meter, sowie die entsprechenden Belastungen pro Quadrat-Millimeter des Querschnittes berechnet, dann graphisch dargestellt und ihre gegenseitigen Beziehungen ermittelt. Es zeigte sich auch, daß es unter Umständen nützlich sei, die verschiedenen Querschnitte zu berücksichtigen, welche im Moment der Beendigung des Versuches vorhanden waren.

Tabelle I. Lederriemen No. 5, 6 und 10.

Belastung in Kilogr.	No. 10. Querschnitt = 5.29 = 145 □ Millim., Länge = 1,70 Met.			No. 6. Querschnitt = 5,5.61 = 335,5 □ Mm.; Länge = 2,00 Met.			No. 5. Querschnitt = 5,5.61 = 335,5 □ Mm.; Länge = 2,00 Met.		
	Belastung pro □ Millim. in Kilogr.	Ganze Verlängerung in Millim.	Verlängerung pro laufendes Meter in Millim.	Belastung pro □ Millim. in Kilogr.	Ganze Verlängerung in Millim.	Verlängerung pro laufendes Meter in Millim.	Belastung pro □ Millim. in Kilogr.	Ganze Verlängerung in Millim.	Verlängerung pro laufendes Meter in Millim.
25	0,172	69	40,6						
50	0,343	115	67,6	0,150	77	38,5			
75	0,517	142	83,5						
100	0,690	191	112,3	0,299	152	76,0	0,299	52	26,0
125	0,862	213	125,3						
150	1,034	240	141,2	0,448	199	99,5	0,448	82	41,0
175	1,207	257	151,7						
200	1,379	280	164,7	0,597	237	118,5	0,597	110	55,0
225	1,552	300	176,5						
250	1,724	323	190,0	0,746	265	132,5	0,746	136	68,0
275	1,886	339	199,4						
300	2,069	367	215,9	0,896	294	147,0	0,896	162	81,0
325	2,241	377	221,7	0,970	306	153,0	0,970	172	86,0
350	2,414	397	233,5	1,045	319	159,5	1,045	184	92,0
375	2,586	412	248,8	1,120	331	165,5	1,120	194	97,0
400	2,758	Bruch	—	1,194	344	172,0	1,194	206	103,0
425				1,269	356	178,0	1,269	216	108,0
450				1,344	366	183,0	1,344	228	114,0
475				1,418	376	188,0	1,418	239	119,5
500				1,493	391	Bruch*)	1,493	250	125,0
525							1,642	273	136,5
550							1,717	282	142,0
575							1,792	290	145,0
600							1,866	300	150,0
625							1,941	311	155,5
650							2,016	321	160,5
675							2,090	322	161,0
700									Bruch**)

*) Der Bruch erfolgte in der Nath.

**) Der Bruch erfolgte in der Vernietung.

Lederriemen.

Ueber die Versuche mit Lederriemen, welche als Ausgangspunkt der Vergleichung dienen, giebt Tabelle I (S. 165, 166) das Nähere.

Die Riemen No. 10 und 6 stammten aus der Fabrik des Herrn Paillard und der Riemen No. 8 sollte den Einfluß der Nath mittelst eines eingeflochtenen Riemchens zeigen. Bei dem von Herrn Scellos bezogenen Riemen No. 5 war der Verband durch Nieten hergestellt.

Die Versuche zeigen, daß der Normalriemen No. 10 bei 2,758 Kilogr. Belastung pro □Millim. des anfänglichen Querschnittes gerissen ist, daß die Verlängerungen etwas we-

Tabelle II. Guttapercha-Riemen No. 11.

Ganze Belastung in Kilogr.	1. Versuchsreihe: Belastung pro □Millim. in Kilogr.	1. Versuchsreihe: Ganze Verlängerung in Millim.	1. Versuchsreihe: Verlängerung pro laufendes Meter in Millim.	2. Versuchsreihe: Belastung pro □Millim. in Kilogr.	2. Versuchsreihe: Ganze Verlängerung in Millim.	2. Versuchsreihe: Verlängerung pro laufendes Meter in Millim.
100	0,084	14	7,0	0,090	90	45,0
150	0,126	27	13,5	0,135	166	83,0
200	0,168	41	20,5	0,180	229	114,5
250	0,220	65	32,5	0,225	293	146,5
300	0,264	108	54,0	0,270	319	159,5
350	0,306	192	91,0	0,315	343	171,5
400	0,336	445	222,5	0,360	370	185,0
400	0,336	—	—	0,360	458	229,0
400	0,336	528	264,0	0,360	487	243,5

Tabelle III. Kautschukriemen Nr. 14.

Belastung in Kilogr.	1. Versuchsreihe: Belastung pro □Millim. in Kilogr.	1. Versuchsreihe: Ganze Verlängerung in Millim.	1. Versuchsreihe: Verlängerung pro laufendes Meter in Millim.	2. Versuchsreihe: Belastung pro □Millim. in Kilogr.	2. Versuchsreihe: Ganze Verlängerung in Millim.	2. Versuchsreihe: Verlängerung pro laufendes Meter in Millim.
20				0,037	29	14,5
40				0,074	45	22,5
50	0,093	42	21			
60				0,111	53	26,5
80				0,148	98	48,0
100	0,186	108	54	0,186	134	66,0
120				0,223	172	86,0
140				0,260	200	100,0
150	0,278	171	86			
160				0,299	231	115,5
180				0,334	255	127,5
200	0,371	254	127	0,371	277	138,5
220				0,408	302	151,0
240				0,445	324	162,0
250	0,464	Bruch		0,464	Bruch	

niger rasch wachsen als die Belastungen und daß die größte Dehnung 248,8 auf 1700 Millim. Länge, also ungefähr 0,15 der Länge beträgt.

Bei den beiden andern Riemen betrug die Bruchfestigkeit 1,493 und 2,091 Kilogr. pro □Millim. des ursprünglichen Querschnittes, aber diese Riemen sind in der Naht gerissen, welche somit nicht so fest ist, als der Riemen selbst.

Riemen von Guttapercha.

Der geprüfte Riemen war sehr sauber und scheinbar vollkommen homogen ausgeführt. Sein Querschnitt betrug 8,5.140 = 1190 □Millim., verminderte sich aber im Laufe der Versuche auf $1190 . \frac{200}{214} = 1112$ □Millim.

Die anfängliche Länge betrug zwischen den Marken 2 Meter, vergrößerte sich aber während der Versuche auf 2,528 Met. und ging dann wieder zurück auf 2,140 Met. Hierauf wurden neue Marken in 2 Met. Abstand angebracht und die Versuche fortgesetzt.

Vorstehende Tabelle II (S. 167, 168) enthält die Resultate dieser Versuche.

Gegen Ende der ersten Versuchsreihe trat unter 0,336 Kilogr. Belastung pro □Millimeter, gegen Ende der zweiten Reihe unter 0,360 Kilogr. Belastung Dehnung ohne Beharrungszustand ein. Die Verlängerungen wachsen überhaupt schon von 0,1 Kilogr. Belastung pro □Millim. an stärker als die Belastungen, so daß letztere geringe Belastung schon als eine excessive angesehen werden muß. Bei der Belastung

Tabelle IV. Riemen No. 7; englisches Fabrikat mit vier Lagen Gewebe im Innern.
Querschnitt 50.7,5 = 375 □Millim. Länge 2 Met.

Ganze Belastung in Kilogr.	1. Versuchsreihe.			2. Versuchsreihe.			Bemerkungen.
	Belastung pro □Millim. in Kilogr.	Ganze Verlängerung in Millim.	Verlängerung pro laufendes Meter in Millim.	Belastung pro □Millim. in Kilogr.	Ganze Verlängerung in Millim.	Verlängerung pro laufendes Meter in Millim.	
50	0,133	43	21,5				*) Der Bruch erfolgte an der einen Befestigung, der Riemen ging ganz wieder auf seine ursprüngliche Länge zurück. **) Der Bruch erfolgte an der einen Befestigung. Nach dem Entlasten fand sich die Länge = 2,043 Meter.
100	0,267	92	46,0				
150	0,400	126	63,0				
200	0,533	157	78,5				
250	0,667	184	92,0				
300	0,800	206	103,0				
350	0,933	228	114,0				
400	1,067	248	124,0	1,067	258	129,0	
425*)				1,133	267	133,5	
450				1,200	274	137,0	
475				1,267	280	140,0	
500				1,333	288	144,0	
525				1,400	294	147,0	
550				1,467	302	151,0	
575				1,533	312	156,0	
600				1,600	319	159,5	
625				1,667	322	161,0	
650				1,733	329	164,5	
675				1,800	334	167,0	
700				1,867	339	169,5	
725				1,933	349	174,5	
750				2,000	353	176,5	
775				2,067	358	179,0	
800				2,133	364	182,0	
850**)				2,267	377	188,5	
875				2,333	382	191,0	

von 0,35 Kilogr. oder 35 Atmosphären tritt eine Art Flüssigkeitszustand ein und die Verlängerung wächst bis mindestens auf 50 Proc. der ursprünglichen Länge, ohne daß Bruch eintritt.

Kautschukriemen.

Der probirte Riemen hatte 98 Millim. Breite und 5,5 Millim. Stärke, die Länge zwischen den Marken betrug 2,00 Meter. Die Resultate zweier Versuchsreihen sind in vorstehender Tabelle III (S. 167—168) enthalten.

Da bei den Lederriemen die Verlängerungen im minderen Grade wachsen als die Belastungen, bei der Guttapercha aber gerade das Gegentheil stattfindet, so schien es interessant zu untersuchen, wie sich eine ganz homogene Masse verhalte, und es wurde demgemäß ein Riemen von vulkanisirtem Kautschuk probirt. Hier zeigte sich, daß die Verlängerungen in höherem Grade als die Belastungen wachsen, es erfolgte aber schon bei 0,464 Kilogr. pro □Millim. des ursprünglichen Querschnittes ein Bruch an der einen Befestigungsstelle.

Eine zweite Versuchsreihe mit demselben und gleich langen Riemen zeigte unter gleichen Belastungen noch stärkere Ausdehnungen, aber die Materie war, wie dies von den Metallen auch bekannt ist, durch die vorgängige Dehnung elastischer geworden und die Verlängerungen blieben bis zum Bruche, welcher wieder an einer Befestigungsstelle erfolgte, den Belastungen proportional.

Kautschukriemen mit Einlage.

Die Versuche wurden mit Proben französischen und englischen Fabrikates, auf Riemen mit sichtbarer, wie auf solche mit verdeckter Einlage erstreckt, es haben sich aber diese Riemen ziemlich einer wie der andere verhalten.

(Siehe Tabelle IV.)

Tabelle V. Kautschukriemen No. 9 von englischem Fabrikat mit zwei verdeckten Einlagen.
Querschnitt = 100.4,25 = 425 □Millim. Länge 2 Met.

Belastung in Kilogr.		Verlängerung in Millim.		Belastungen in Kilogr.		Verlängerung in Millim.	
im Ganzen.	pro □Millim.	im Ganzen.	pro lauf. Met.	im Ganzen.	pro □Millim.	im Ganzen.	pro lauf. Met.
50	0,118	30	15,0	600	1,412	313	156,5
100	0,235	71	35,5	625	1,471	320	160,0
125	0,294	87	43,5	650	1,530	327	163,5
150	0,353	108	54,0	675	1,589	335	167,5
175	0,412	122	61,0	700	1,647	343	171,5
200	0,470	139	69,5	725	1,706	351	175,5
225	0,529	151	75,5	750	1,765	355	177,5
250	0,588	162	81,0	775	1,824	362	181,0
275	0,647	177	88,5	800	1,882	369	184,5
300	0,706	192	96,0	825	1,941	374	187,0
325	0,765	204	102,0	850	2,000	381	190,5
350	0,824	212	106,0	875	2,059	387	193,5
375	0,883	224	112,0	900	2,118	391	195,5
400	0,941	240	120,0	925	2,177	395	197,5
425	1,000	248	124,0	950	2,236	401	200,5
450	1,059	257	128,5	975	2,295	406	203,0
475	1,118	267	133,5	1000	2,354	413	206,5
500	1,176	278	139,0	1050	2,472	423	211,5
525	1,235	286	143,0	1075	2,531	429	214,5
550	1,294	295	147,5	1100	2,590	436	218,0
575	1,353	304	152,0	1125	2,649	438	219,0
				1150	—	—	—

Riemen No. 9, dessen Querschnitt zwar nicht viel größer war als derjenige des Riemens Nr. 7, aber ein anderes

Tabelle VI. Kautschukriemen No. 1 von englischem Fabrikat mit sechsfacher verdeckter Einlage.
Querschnitt 150.10,5 = 1757 □Millim. Länge 2 Met.

Belastung in Kilogr.	1. Versuchsreihe Länge = 2 Met.			2. Versuchsreihe Länge = 2 Met.		3. Versuchsreihe. Länge = 1,70 Met.					
	Belastung pro □Mm. in Kilogr.	Verlängerung in Millim.		Verlängerung in Millim.		Verlängerung in Millim.		Belastung in Kilogr.		Verlängerung in Kilogr.	
		im Ganzen.	pro Meter.	im Ganzen.	pro Meter.	im Ganzen.	pro Meter.	im Ganzen.	pro □Mm.	im Ganzen.	pro Meter.
100	0,063	27	13,5			37,0	21,8	1800	1,143	228,5	134,4
200	0,127	50	25,0			69,0	45,9	1900	1,206	235,0	138,2
300	0,190	78	36,5			92,0	54,1	2000	1,270	243,0	143,0
400	0,254	95	47,5			110,0	64,7	2100	1,353	248,5	146,2
500	0,317	116	58,0			125,0	73,5	2200	1,397	255,0	150,0
600	0,381	135	67,5			138,0	81,2	2300	1,460	261,0	153,5
700	0,444	152	76,0			149,0	87,7	2400	1,524	266,0	156,5
800	0,508	170	85,0			160,0	94,1	2500	1,587	272,5	160,3
900	0,571	185	92,5			168,0	98,8	2600	1,650	279,0	164,1
1000	0,635	205	102,5			177,0	103,6	2700	1,714	284,5	167,4
1100	0,698	220	110,0			185,0	108,8	2800	1,777	289,0	170,0
1200	0,762	230	115,0			192,0	113,0	2900	1,841	295,0	173,5
1300	0,825	242	121,0			201,0	118,2	3000	1,904	299,5	175,9
1400	0,889	257	128,5	245	122,5	206,0	121,2	3100	1,968	304,0	178,8
1500	0,952	267	133,5	250	125,0	212,0	124,7	3150	2,000	—	—
1600	1,016	—	—	262	131,0	218,5	128,5				
1700	1,079	—	—	269	134,5	228,5	134,4				

Tabelle VII. Kautschukriemen No. 8 mit doppelter Einlage von französischem Fabrikat.
Querschnitt 3,5.100 = 350 □Millim. Länge 2 Met.

Belastung in Kilogr.	Belastung in Kilogr. pro □Millim.	Verlängerung in Millimet.		Belastung in Kilogr.	Belastung in Kilogr. pro □Millim.	Verlängerung in Millimet.	
		im Ganzen.	pro Meter.			im Ganzen.	pro Meter.
50	0,143	64	32,0	425	1,215	259	129,5
100	0,286	111	55,0	450	1,286	267	133,5
150	0,429	151	75,5	475	1,358	275	137,5
175	0,500	162	81,0	500	1,429	282	142,0
200	0,571	173	86,5	525	1,500	289	144,5
225	0,643	186	93,0	550	1,572	297	148,5
250	0,714	200	100,0	575	1,643	303	151,5
275	0,786	206	103,0	600	1,715	309	154,5
300	0,857	218	109,0	625	1,786	314	157,0
325	0,929	226	113,0	650	1,858	321	160,5
350	1,000	238	119,0	675	1,929	327	163,5
375	1,072	245	122,5	700	2,000	334	167,0
400	1,143	253	126,5	725	2,072	339	169,5
				750	2,143	347	173,5

Verhältniß zwischen der Breite und Stärke besaß, zeigte in der Hauptsache genau dasselbe Verhalten, doch erfolgte der Bruch zwischen den Marken. Als Festigkeit kann man 2,649 Kilogr. pro □ Millim. bezeichnen. Nach der Entlastung ging der Kautschukriemen fast ganz auf seine ursprüngliche Länge zurück, da sich nur eine bleibende Verlängerung von 23 Millimeter pro Meter Länge herausstellte.

(Siehe Tabelle VI.)

Bei den beiden ersten Versuchsreihen erfolgte der Bruch an den Befestigungsstellen und die Bruchbelastungen von 0,952 und 1,079 Kilogr. pro □ Millim. erzeugten keine permanente Verlängerung. Bei der 3. Reihe riß der Riemen ebenfalls in der Befestigung, jedoch erst bei 2 Kilogr. Belastung; die permanente Verlängerung betrug 25 Millim. auf 1,7 Met. Länge oder 14,7 Millim. pro Meter Länge.

(Siehe Tabelle VII.)

Bei dem Kautschukriemen No. 8 erfolgte der Bruch bei 2,143 Kilogr. Belastung pro □ Millim. zwischen den Marken. Die Ausdehnungen harmoniren vollkommen mit denjenigen beim Riemen No. 1.

Tabelle VIII. Kautschukriemen No. 4 mit einer eingelegten und zwei äußern Gewebelagen. Englisches Fabrikat. Querschnitt = 50.5 = 250 □ Millim. Länge 2 Met.

Belastung in Kilogr.		Verlängerung in Millim.		Belastung in Kilogr.		Verlängerung in Millim.	
im Ganzen.	pro □ Millim.	im Ganzen.	pro Meter.	im Ganzen.	pro □ Millim.	im Ganzen.	pro Meter.
50	0,2	65	32,5	500	2,0	343	171,5
100	0,4	136	68,0	550	2,2	356	178,0
150	0,6	184	92,0	600	2,4	369	184,5
200	0,8	217	108,5	650	2,6	383	191,5
300	1,2	270	135,0	700	2,8	396	198,0
350	1,4	291	145,5	750	3,0	404	202,0
400	1,6	310	155,0	800	3,2	416	208,0
450	1,8	328	164,0	825	3,3	422	211,0

Tabelle IX. Kautschukriemen No. 2 mit 4 innern und zwei äußern Gewebelagen. Englisches Fabrikat. Querschnitt 120.9 = 1080 □ Millim.

1. Reihe. Länge 2 Met.				2. Reihe. Länge 1,70 Met.			
Belastung in Kilogr. pro □ Millim.	Verlängerung in Millim. pro Meter.	Belastung in Kilogr. pro □ Millim.	Verlängerung in Millim. pro Meter.	Belastung in Kilogr. pro □ Millim.	Verlänge- in Millim. pro Meter.	Belastung in Kilogr. pro □ Millim.	Verlänge- in Millim. pro Meter.
0,093	22,5	1,019	134,5	0,093	34,7	1,019	123,0
0,185	41,5	1,111	140,0	0,185	55,9	1,111	127,7
0,278	57,5	1,204	147,0	0,278	70,0	1,204	131,8
0,370	72,0	1,296	152,0	0,370	81,2	1,296	136,9
0,463	84,5	1,389	157,5	0,463	89,4	1,389	138,8
0,556	94,5	1,482	—	0,556	97,1	1,482	142,2
0,648	103,0	1,574	—	0,648	103,5	1,574	147,7
0,741	112,0			0,741	109,4	1,667	151,2
0,833	120,0			0,833	114,1	1,759	155,9
0,926	127,0			0,926	118,2	1,852	158,8
						1,944	162,4
						2,037	165,9

Um einem Mangel abzuhelfen, den die Kautschukriemen besitzen, nämlich demjenigen der zu geringen Reibung, hat man die gewebten Einlagen auch äußerlich angebracht, wodurch die übrigen Eigenschaften dieser Riemen nicht verändert werden sollten.

Diese Vermuthung findet durch obige Versuche (Tabelle VIII) ihre Bestätigung, doch ist zu bemerken, daß der Bruch erst bei 3,3 Kilogr. Belastung pro □Millim. erfolgt ist und zwar zwischen den Marken.

Aehnlich sind die Resultate der Tabelle IX.

Nachdem dieser Riemen bei 1,482 Kilogr. Belastung pro □Millim. an der einen Befestigungsstelle gerissen war, zeigte er 13 Millim. permanente Verlängerung pro Meter, worauf aber beim 2. Versuche mit diesem Riemen nicht Rücksicht genommen ist. Letztere Versuchsreihe ging bis zu 2,037 Kilogr. Belastung und zeigte dann eine permanente Verlängerung von blos 2,35 Millim. pro Meter.

Tabelle X. Kautschukriemen No. 3 mit einer inneren und zwei äußeren Gewebelagen. Französisches Fabrikat. Querschnitt 50 . 5 = 250 □Millim. Länge 2 Met.

Belastung pro □Millim. in Kilogr.	Verlängerung in Millim. pro Met.	Belastung pro □Millim. in Kilogr.	Verlängerung in □Millim. in Kilogr.
0,2	40,5	1,6	148,0
0,4	69,5	1,8	158,0
0,6	89,5	2,0	167,0
0,8	104,0	2,1	170,5
1,0	116,0	2,2	177,0
1,2	128,0	2,3	
1,4	138,5		

Der Bruch dieses schmalen Riemens erfolgte zwischen den Befestigungspunkten unter 2,3 Kilogr. Belastung pro □Millim. und die Verlängerungen sind etwas stärker, als bei den vorigen beiden Riemen.

Versuche mit dem Einlagegewebe selbst.

Um zu ermitteln, welcher Theil des Widerstandes auf die Einlage zu rechnen sei, wurde ein solches Stück Gewebe genau so in 7 Lagen gebrochen, wie es den Riemen einverleibt ist. Die verschiedenen Falten des dadurch gebildeten, 0,15 Met. breiten Riemens wurden durch Quernähte in 0,2 Met. Abstand von einander unter sich verbunden und dann damit die Festigkeitsprobe vorgenommen, worüber nachstehende Tabellen das Nähere ergeben.

Die anfänglich sehr starken Verlängerungen wurden bei zunehmender Belastung immer geringer, was durch die Einwirkung der Querfäden des Schusses auf die Längsfäden erklärt werden kann, indem letztere dadurch verhindert wurden, sich zu strecken.

Tabelle XI. Englisches Gewebe.			Tabelle XII. Französisches Gewebe.	
Belastung in Kilogr.	Verlängerung in Millimeter.		Belastung in Kilogr.	Verlängerung in Millim. pro Met.
	1. Reihe.	2. Reihe.		
100	59,0		150	50,0
200	86,5		200	60,0
300	107,5		300	76,5
400	122,5		400	90,0
500	136,0		500	100,5
600	148,0		600	110,5
700	159,5		700	119,5
800	170,6		800	128,5
900	178,0		900	138,0
1000	185,0		1000	141,0
1100	192,0		1100	148,0
1200	199,5		1200	153,5
1300	207,0		1300	160,0
1400	213,0		1400	165,5
1500	217,5	125,0	1500	171,0
1600	223,5	128,5	1600	174,0
1700	228,5	131,5	1700	178,0
1800		135,0	1800	181,5
1850		137,5	1900	185,5
1900		140,0	2000	189,0
1950		142,0	2100	193,0
2000		143,5	2200	197,0
2150		146,0	2300	200,5
			2400	203,5
			2500	

Das englische Gewebe war 1,07 Met. breit, das französische 1,03 Met. Die Länge betrug 2 Met. Das französische Gewebe zeigte eine größere Festigkeit.

Da sich bei den Riemen mit Einlagen dieselbe Erscheinung zeigt, daß die Verlängerungen weniger rasch zunehmen, als die Belastungen, so scheint den Riemen diese Eigenschaft durch die Gewebe ertheilt zu werden. Um dies deutlicher zu erkennen, wollen wir die Ergebnisse des Kautschukriemens No. 1 mit denjenigen vergleichen, welche das Band von englischem Gewebe gegeben hat, wobei indessen zu beachten ist, daß der Riemen blos 6 und nicht 7 Lagen enthielt.

Unter 500 Kilogr. Belastung verlängerte sich der Riemen um 58 Millim. pro Meter, und fast die gleiche Verlängerung (59 Millim.) giebt das Band von englischem Gewebe unter 100 Kilogr. Belastung. Nimmt man an, daß die Verlängerungen der Zahl der Lagen proportional wachsen, so ergiebt sich, daß zur Dehnung eines Bandes aus 6 Lagen um 58 Millim. pro Meter eine Belastung erforderlich ist, von

$$100 . \frac{58}{59} . \frac{6}{7} = 84{,}2 \text{ Kilogr.}$$

Von den 500 Kilogr. Belastung, welche eine Ausdehnung des Kautschukriemens von 58 Millim. bewirkten, sind also 84,2 Kilogr. auf das Gewebe zu rechnen.

In gleicher Weise sind die übrigen Ziffern der nebenstehenden Tabelle berechnet worden.

Der auf die Einlage kommende Theil des Widerstandes wächst also von 0,168 bis 0,261 des ganzen Widerstandes.

Werden die in der letzten Columne angeführten Ziffern des vom Kautschuk allein ausgeübten Widerstandes graphisch verzeichnet, so zeigt sich, daß sie den Belastungen genau proportional sind, wie schon früher durch directe Beobachtungen gefunden wurde.

(1) Belastung im Ganzen. Kilogr.	(2) Verlängerung in Millim. pro Met.	(3) Belastung, welche von den 6 Lagen des Gewebes getrag. wird. Kilogr.	Verhältniß von (1) und (3).	Belastung, welche der Kautschuk allein trägt. Kilogr.
500	58,0	84,2	0,168	416
800	85,0	174,5	0,218	626
1100	110,0	263,1	0,239	837
1300	121,0	340,6	0,262	959
1500	133,5	420,7	0,261	1079

Folgerungen.

Um die Ergebnisse der Versuche besser übersehen zu können, sind in nachstehender Tabelle die Verlängerungen der Riemen von 20 bis 200 Millimeter pro Meter Länge nochmals zusammengestellt worden.

Bezeichnung des Riemens.			Belastungen pro □Millim. Querschnitt, welche eine Verlängerung erzeugen von								Bemerkungen.
			20	25	50	75	100	125	150	200	
Lederriemen	No. 10		—	—	0,21	0,38	0,62	0,86	1,19	1,89	Bruch bei 2,76 Kilogr.
	„ 7		—	—	0,16	0,30	0,45	0,60	0,90	1,50	„ „ 1,49 „
	„ 5	1	—	0,29	0,55	0,80	1,15	1,49	1,87	1,60	„ „ 2,09 „
		2	—	—	—	0,43	0,63	0,84	1,12	1,34	
Guttaperchariemen	No. 11	1	0,16	—	0,26	0,28	0,31	0,32	0,33	0,33	
		2	—	—	0,10	0,12	0,16	0,20	0,36	0,36	
		3	—	—	0,18	0,20	0,24	0,26	0,35	0,35	
Kautschukriemen	No. 14	1	0,09	0,12	0,18	0,23	0,30	0,37	—	—	
		2	0,06	0,11	0,15	0,20	0,26	0,33	0,40	—	Bruch bei 0,46 Kilogr.
			0,08	0,12	0,17	0,22	0,28	0,30	0,40	—	„ „ 0,46 „
Kautschukriemen mit Einlage.	No. 7	1	0,13	0,15	0,27	0,52	0,80	1,07	—	—	„ „ 1,10 „
		2	—	—	—	—	—	—	1,47	2,33	„ „ 2,33 „
	No. 9		0,18	0,17	0,34	0,52	0,75	1,00	1,35	2,22	„ „ 2,65 „
	No. 1	1	0,10	0,12	0,26	0,44	0,63	0,88	—	—	„ „ 0,952 „
		2	—	—	—	—	—	0,95	1,25	—	„ „ 1,08 „
		3	0,06	0,12	0,19	0,31	0,63	0,95	1,39	—	„ „ 1,00 „
	No. 8		—	—	0,25	0,42	0,71	1,10	1,64	—	„ „ 2,14 „
	No. 4		—	—	0,30	0,45	0,70	1,05	1,50	3,00	„ „ 3,80 „
	No. 2	1	—	0,10	0,25	0,40	0,62	0,92	1,29	—	„ „ 1,48 „
		2	—	—	0,17	0,30	0,62	1,02	1,66	—	„ „ 2,04 „
	No. 3	1	—	—	0,25	0,45	0,78	1,19	1,62	—	„ „ 2,30 „
		2	—	0,11	0,25	0,41	0,70	1,02	1,47	2,52	

Diese Tabelle läßt erkennen:

1) daß die Lederriemen die stärksten Schwankungen zeigen, was ohne Zweifel davon herrührt, daß sie vor ihrer Verwendung schon gedehnt werden müssen, damit sie sich später nicht zu sehr strecken,

2) daß eine Verlängerung um 10 Procent der ursprünglichen Länge bei Lederriemen im Mittel unter 0,77, bei Kautschukriemen mit Einlage unter 0,70, bei reinem Kautschuk unter 0,28 und bei Guttapercha unter 0,25 Kilogr. Belastung pro □ Millim. erfolgt,

3) daß eine doppelt so starke Ausdehnung bei Leder unter 1,66, dagegen bei Kautschukriemen mit Einlage erst unter 2,52 Kilogr. Belastung pro □ Millim. eintritt,

4) daß also solche Kautschukriemen in hohem Grade dem Leder ähnlich sind und ihre Dehnungen in geringerem Grade wachsen wie die Belastungen,

5) daß beide Arten von Riemen eine Spannung bis zu 1 Kilogramm pro □ Millim. erhalten dürfen,

6) daß dagegen Riemen aus bloßem Kautschuk und Guttapercha höheren Spannungen als 0,25 Kilogr. pro □ Millim. nicht ausgesetzt werden dürfen,

7) daß die Guttapercha unter 0,35 Kilogr. Belastung sich bei 20° Temperatur ohne Ende dehnt und Kautschuk bei 0,4 Kilogr. reißt. Ueberdies hat die Erfahrung gelehrt,

8) daß Guttaperchariemen eine vortheilhafte Verwendung an solchen Stellen finden, wo die Transmission feucht geht, sich aber in der Wärme nicht gut halten, und daß sie gewissermaßen eine ewige Dauer haben, weil die einzelnen Stücke sehr leicht wieder zu einem Riemen verarbeitet werden können,

9) daß vulkanisirter Kautschuk häufig bei längerem Gebrauche unganz wird, ein Uebelstand, welcher durch die Einlagen großentheils beseitigt wird, so daß Riemen mit Einlage zuverlässiger und dauerhafter sind,

10) daß es möglich ist, Kautschukriemen von viel größerer Breite zu erzeugen, als Lederriemen, was für die Uebertragung bedeutender Kräfte von großer Wichtigkeit ist, sofern man die Spannung nicht über 0,5 Kilogr. pro □ Millim. steigen läßt.

(Nach Bulletin d'Encouragement. Febr. 1872.)

Erwiderung

auf die „Bemerkungen" meinen Aufsatz: „Zur Lösung der Regulatorfrage" betreffend, siehe Heft 2, Jahrgang 1872 und Heft 5, Jahrgang 1871.

Der Vorwurf, der Einfachheit halber zu weit gehende Vernächlässigungen gemacht zu haben, so daß die abgeleiteten Gleichungen nur für einen Regulator mit gerader Leitcurve gelten, ist unbegründet, und zwar deßhalb, weil der Werth

$$\frac{dy}{dz} = b,$$

welcher der cotg. der Leitcurve entspricht, nur in einem solchen Gliede constant gesetzt wurde, wo er additiv auftritt, (Gleichung 21, Seite 271) und seine Schwankungen nicht von entscheidendem Einfluß auf die Bewegungsverhältnisse sind.

Es wird keineswegs in der ganzen Hauptgleichung 21 die Proportionalität von dy zu dz, oder was dasselbe ist, zu dx angenommen, sondern es ist stets noch y als Funktion von z, d. h. die Gleichung der Leitcurve nöthig; und es wird folglich nicht, wie Herr A. S. in Prag behauptet, durch diese Vereinfachung „das Charakteristische verschieden aufgehängter Regulatoren aufgehoben".

Um den Einfluß dieser Vereinfachung zu übersehen, habe ich das erste Zahlenbeispiel meines Aufsatzes nochmals, und zwar unter Berücksichtigung der Variabilität der Werthe von b durchgerechnet, zu diesem Zwecke die ganze Hebung der Regulatorhülse in 10 Abschnitte getheilt, und für jeden den entsprechenden Werth von b eingeführt, so daß der Leitcurve eine gebrochene Linie substituirt wird. Die Größe

$$\frac{B}{A} = 0{,}213\,p$$

(Seite 287) wurde constant gelassen, weil das Verhältniß b nur mit e', d. i. dem Abstand des Aufhängepunktes der Pendelstange von der Drehachse, multiplicirt erscheint und dieses Glied, seiner Kleinheit wegen, gegen die übrigen Größen in

Gleichung m (Seite 287) wenig Bedeutung hat; $\sqrt{A}$ dagegen ist für jede der 10 Abtheilungen der Leitcurve ausgerechnet worden, und schwankt zwischen den Grenzen 2,81 und 1,95.

Die Bewegungsgleichung der Regulatorhülse wurde dann stets nur für einen dieser Abschnitte als gültig angenommen, innerhalb welcher sie wohl nicht mehr angefochten werden wird. Auf diese Weise wurde Schritt für Schritt vorgegangen, und für $\sqrt{A}$ die jeweilig geänderten Werthe eingesetzt.

Das Ergebniß dieser Rechnung war nebengezeichnete Curve, anstatt der, der Annäherung entsprechenden punktirten.

Die Abscissen geben die Perioden von einem Dampfabschluß bis zum nächsten, die Ordinaten die entsprechenden Hülsenstellungen, wie auf Tafel 17, Jahrg. 1871.

Wie daraus ersichtlich, gibt die genaue Rechnung für die höchsten Lagen ein noch unruhigeres Spiel; begreiflich, weil $\sqrt{A}$ in Wirklichkeit für die obere Hälfte kleiner ist, als der Mittelwerth; für die untere Hälfte folgt in Wirklichkeit ein etwas ruhigeres Spiel, weil $\sqrt{A}$ dann größer ist, als der Mittelwerth.

Da nun der Zweck dieser Regulatortheorie unmöglich sein kann, mit Schärfe die Bewegungen der Hülse anzugeben, sondern nur ein Bild der gegenseitigen Einwirkung von Regulator und Motor zu entwerfen, und dieses sich, wie obiges Beispiel zeigt, für mäßige Hülsenbewegungen nicht wesentlich ändert, so ist die gemachte Vereinfachung wohl eine erlaubte. Bei großen Bewegungen der Regulatorhülse kann die ganze Leitcurve in einzelne Abschnitte zerlegt werden, um die Genauigkeit der Rechnung beliebig zu steigern.

Es entfällt natürlich auch die Folgerung, die der Herr Verfasser der „Bemerkungen" zog, daß unter Umständen ein labiler Regulator brauchbar sein kann, denn die in den Beispielen betrachteten sind stabil. Im Gegentheil ist eben die Hauptfolgerung meiner Theorie, daß, wie Seite 295 ausgesprochen wurde: Je größer die Geschwindigkeitsdifferenz im neuen und alten Beharrungszustand, d. h. je statischer, je stabiler ein Regulator ist, desto kleiner werden die, durch die Massenwirkung hervorgebrachten, störenden Bewegungen desselben und auch die dadurch auftretenden Geschwindigkeitsschwankungen.

Vergleicht man zwei verschieden statische Regulatoren dadurch, daß als Abscissen die Zeit, als Ordinaten die Hülsenbewegungen aufgetragen werden, (siehe nachstehende Figur)

so erhält man einen um so ruhigeren Uebergang vom alten zum neuen Beharrungszustand, je statischer der Regulator ist. Regulatoren, die sehr wenig statisch sind, werden unter Umständen die eingetretene Geschwindigkeitsdifferenz fortwährend vergrößern, deßhalb ganz unbrauchbar sein.

Was schließlich noch die Bemerkung anbelangt, „daß in „dem Falle, wenn die Hülse einen Widerstand von alternirender Richtung zu überwinden hat, die Bewegungsgleichung für „die Stelle, wo die aufsteigende Bewegung in die sinkende „übergeht, discontinuirlich wird, daher nicht die continuirliche „Form in 30) haben kann," so ist nur zu erwidern, daß dann bloß der dem entgegengesetzten Zeichen entsprechende Werth für ω_x^2 aus Gleichung 28) in 30) zu setzen ist. Uebrigens wird wohl in den meisten Fällen auf den Widerstand des Stellzeuges keine Rücksicht genommen werden können, so daß das fragliche Glied ohnedieß wegfällt.

Zürich, Mai 1872.

Ludwig Kargl,
Professor am eidgen. Polytechnikum.

Die Mechanik der Centrifugalregulatoren und deren pseudo-astatische Aufhängung.

Von

Dr. R. Pröll,

Assistent für theor. Maschinenlehre und Kinematik am Polytechnikum in Aachen.

(Hierzu Doppeltafel 13 und 14).

Es giebt kaum ein Gebiet der praktischen Mechanik, welches so oft der Bearbeitung unterzogen wäre, als die Mechanik der Centrifugalregulatoren.*) Die Bedeutung derselben als Regulirungsapparate bei Dampfmaschinen, Wasserräder und Turbinen rechtfertigt indeß den bedeutenden Aufwand von geistiger Anstrengung, die seit der Erfindung des sogenannten Watt'schen Regulators in einer großen Reihe von Berechnungen und Constructionen niedergelegt ist. Daß noch bis zum heutigen Tage dieses Streben auftritt, läßt schließen, daß die Sache durchaus nicht spruchreif ist und noch eine größere Lücke in der Erkenntniß der Gesetze, welche der Wirkung der Centrifugalregulatoren zu Grunde liegen, vorhanden ist.

In der nachfolgenden Arbeit will ich nun versuchen, mit Hilfe einiger Sätze der kinematischen Geometrie die Gesetze für die allgemeinste Aufhängungsart der Centrifugalregulatoren herzuleiten und zu zeigen, wie auf Grund derselben ein Regulator zu construiren ist, an den man die Anforderung großer Empfindlichkeit, bedeutenden Arbeitsvermögens, zweckmäßigster Vertheilung der Massen, einer für die Construction bequemen Aufhängungsart, resp. Gelenkverbindung stellt. In der vorliegenden Abhandlung soll besonders diese Aufgabe gelöst werden und wird auf eine nähere Untersuchung, wie die Regulirung der Umdrehungsgeschwindigkeit des Motors durch den Regulator vor sich geht, nicht weiter eingegangen. Gerade dieser Punkt ist in letzter Zeit von Herrn Prof. Kargl eingehend untersucht worden.

Es ist bekannt, daß der Watt'sche Regulator eine bedeutende Unempfindlichkeit besitzt und verhältnißmäßig große Geschwindigkeitsänderungen in dem Gange der Maschine nöthig sind, um ihn aus einer niedern Gleichgewichtslage in eine höhere zu bringen und dadurch eine Wirkung auf die Drosselklappe hervorzurufen. Ist hierbei noch ein gewisser Widerstand zu überwinden, so ist man gezwungen, den Regulator mit schweren Kugeln zu versehen und ihm eine größere Umdrehungszahl zu geben. Dem Uebelstande, daß in letzterem Falle der Watt'sche Regulator neben seiner schweren Beweglichkeit leicht ein bedeutendes Gewicht erhält, hat man mit Erfolg durch Construction des Porter'schen Regulators abgeholfen; derselbe unterscheidet sich vom Watt'schen Regulator unter Anderm dadurch, daß seine Hülse mit einem Gegengewicht beschwert ist. Ein Porter'scher Regulator mit kleinen Kugeln, schwerem Gegengewicht und großer Umdrehungszahl ist, ohne sehr schwer zu sein, wohl geeignet einen bedeutenden Widerstand im Stellzeug zu überwinden. Aber auch er bedarf in seiner gewöhnlichen statischen Aufhängung bedeutender Geschwindigkeitsänderungen, um ihn zu einem bestimmten Ausschlag und somit zu einer Wirkung auf die Drosselklappe zu veranlassen. Durch die Erfindung des Franke'schen Regulators, bei welchem bekanntlich die Kugelmittelpunkte gezwungen sind, sich in einer Parabel zu bewegen, und abgesehen von Reibungswiderständen dadurch theoretisch die Eigenschaft erhalten, bei einer ganz bestimmten Umdrehungszahl in jeder Lage im Gleichgewicht zu bleiben, kam man auf die Idee — Prof. R. R. Werner gab meines Wissens für diesen Fall zuerst die Constructionsregeln an — beim Watt'schen Regulator den Drehpunkt der festen Stange in den Krümmungsmittelpunkt der Parabel zu verlegen, wodurch man in der That dem Watt'schen Regulator einen größeren

---

*) Auch der „Civilingenieur" hat in der letzten Zeit längere Abhandlungen über dieses Capitel gebracht. Indessen glaubt die unterzeichnete Redaction keiner Entschuldigung für die Aufnahme der vorliegenden Abhandlung zu bedürfen, da dieselbe sowohl für den Techniker wegen der in ihr enthaltenen praktischen Resultate, als auch für den Theoretiker wegen der Anwendung einer noch wenig benutzten mathematischen Disciplin von besonderem Interesse sein wird.

Die Red. des Civilingenieur.

Beweglichkeitsgrad ertheilte. Dabei nahm man aber eine Eigenschaft in den Kauf, die gerade durch die pseudoastatische Aufhängung*) des Watt'schen Regulators hervorgerufen, einer allgemeinen Einführung dieser Construction sehr im Wege stand. Bei unpassender Wahl des kleinsten Ausschlagswinkels können leicht doppelte Gleichgewichtslagen des Regulators eintreten; d. h. es existiren zwei Ausschlagswinkel, für welche der Regulator bei derselben Umdrehungszahl im Gleichgewicht ist; mithin ist zwischen beiden eine labile Gleichgewichtslage vorhanden. Dies erklärt auch die eigenthümliche Erscheinung, welche der Praktiker mit dem Namen „Springen des Regulators" bezeichnet.

Kley gab 1858 zuerst (Civilingenieur) die Gleichung zur Bestimmung des kleinsten Ausschlagwinkels und construirte seinen Regulator, der von der gedachten Eigenschaft des „Springens" befreit war und eine wünschenswerthe Beweglichkeit besaß, aber hinsichtlich seiner Größe und Schwere vor dem alten Watt'schen Regulator nichts voraus hatte.

Der Gedanke lag nahe, den Porter'schen Regulator**) in ähnlicher Weise umzuändern. Die Schwierigkeit der analytischen Untersuchung gebot indeß die rhombische Aufhängungsart des Porter'schen Regulators mit doppelt gekreuzten Armen, für welche Prof. Reuleaux in seiner Monographie der Regulatoren dieselben Gleichungen herleitet, auf welche bereits Kley bei seiner Untersuchung über den Watt'schen Regulator gekommen war.

Die doppelte Kreuzung der Arme hat, wie Fig. 1 zeigt, constructive Nachtheile. Sie bedingt eine lange freistehende Rotationsachse des Regulators, beschränkt den im Gelenkviereck disponiblen Raum zur Anbringung des Gegengewichtes, und veranlaßt, wenn dasselbe unterhalb der Hülse angebracht werden muß, eine um die Höhe des Gegengewichtes nothwendige Verlängerung der Rotationsachse.

Figur 1.

*) Anmerkung. Man unterscheidet bekanntlich zwischen statischen und astatischen Regulatoren. Bei ersteren entspricht jeder Geschwindigkeit eine ganz bestimmte Gleichgewichtslage; bei letztern existirt nur eine bestimmte Geschwindigkeit, für welche die Kugeln in jeder Stellung ihrer Bahn im Gleichgewicht sind. Regulatoren, deren Wirkungsweise eine mittlere ist, nennt man allgemein pseudoastatische Regulatoren; insbesondere wenn die astatische Curve innerhalb einer gewissen Strecke durch eine ähnlich gestaltete Curve ersetzt ist.

**) Anmerkung. In der Folge werden wir der Kürze halber den Watt'schen Regulator mit beschwerter Hülse einen Porter'schen Regulator nennen

Die Untersuchung der Gesetze, die durch eine ganz allgemeine Aufhängung der Schwungkugeln und freie Wahl der festen und beweglichen Drehpunkte sich ergeben, wird zeigen, daß gerade durch die rhombische Kreuzung beider Stangen des Porter'schen Regulators Nachtheile in die Construction hineingelegt sind, die einer zweckmäßig vorgenommenen allgemeinen Aufhängung fremd bleiben.

Die Untersuchungen, welche wir in den nachfolgenden Kapiteln anstellen, bezwecken ferner die Construction von Centrifugalregulatoren, die neben einer größern Empfindlichkeit auch eine größere Energie besitzen, d. h. das Vermögen, einen bedeutenden Widerstand im Stellzeug innerhalb geringer Geschwindigkeitsänderungen verhältnißmäßig leicht zu überwinden. Dieser Anforderung genügt, wie die spätern Kapitel zeigen werden, der Porter'sche Regulator, wenn er pseudoastatisch, d. h. so aufgehängt wird, daß er bis zu einem gewissen Gerade astatisch wirkt, und wenn ein bestimmtes Verhältniß zwischen Kugel- und Gegengewicht eingehalten wird.

A D B C G P

Figur 2.

C P G

Figur 3.

Im Nachfolgenden werden wir die beiden Aufhängungsarten von einander unterscheiden:

A. Die Schwungkugel ist am beweglichen Arm befestigt, wie Fig. 2 zeigt.

B. Die Schwungkugel ist am festen Arm aufgehängt, wie Fig. 3 zeigt.

In beiden Fällen ist die Lage der Drehpunkte A, B, C, der Befestigungspunkt D der Kugel und die Länge der Arme $\overline{AB}$, $\overline{BC}$, $\overline{CD}$, resp. $\overline{AD}$ ganz beliebig.

Im Folgenden sind durchweg folgende Bezeichnungen beibehalten.

- P Das Gewicht einer Schwungkugel;
- G das halbe Gegengewicht, welches in C angreift;
- ω die Winkelgeschwindigkeit der Regulatorachse;
- g die Beschleunigung der Schwere;
- k die Hälfte des auf die Hülse reducirten Reibungswiderstandes im Stellzeug;
- n_1 die größte Umdrehungszahl der Maschine pro Min.
- n_0 die kleinste Umdrehungszahl der Maschine pro Min.
- m das Uebersetzungsverhältniß zwischen Regulator und Maschine;
- ω_1 die größte Winkelgeschwindigkeit der Regulatorachse;
- ω_0 deren kleinste;
- ω' und n' die bez. Werthe, wenn gerade der Widerstand 2k überwunden wird.

I. Gleichgewicht der äußern Kräfte.

Hilfssatz.

Für die Aufstellung der Gleichungen will ich von einem Satz ausgehen, zu dem ich durch Combination eines Satzes der geometrischen Bewegungslehre (kinematischen Geometrie) mit dem Princip der virtuellen Geschwindigkeiten gelangt bin. Der betreffende Satz der kinematischen Geometrie lautet:

„Wenn ein ebenes in sich unveränderliches System von Punkten gezwungen ist, sich in einer Ebene mit zweien seiner Punkte in bestimmten Bahnen zu bewegen, so kann die Bewegung aller Punkte des ebenen Systems in jedem Moment durch die augenblickliche Drehung desselben um einen bestimmten Punkt der Ebene ersetzt werden. Derselbe heißt der Pol für die augenblickliche Bewegung des Systems."

Die Geschwindigkeiten zweier Punkte desselben verhalten sich, wie ihre Abstände vom Pol. Dieselben stehen senkrecht auf den Bahnelementen, welche die Punkte beschreiben, und somit auch senkrecht auf der Richtung der Geschwindigkeiten. Sind z. B. Fig. 4 α und β die beiden Curven, auf welchen die Punkte A und B eines ebenen Systems sich bewegen, so ist der Schnittpunkt $\mathfrak{P}$ der beiden in A und B auf den Wegeelementen errichteten Normalen der Pol für die augenblickliche Bewegung des ganzen Systems. Zwischen den Geschwindigkeiten der beiden Punkte A und B und derjenigen jedes beliebigen dritten Punktes P besteht die Beziehung

$$u:v:w = \overline{\mathfrak{P}A}:\overline{\mathfrak{P}B}:\overline{\mathfrak{P}P}.$$

Wirken nun in A und B zwei äußere Kräfte, welche einander das Gleichgewicht halten, so muß nach dem Princip der virtuellen Geschwindigkeiten bei einer ∞ kleinen, mit der Zwangläufigkeit des Systems verträglichen Verrückung, desselben die Gleichung:

$$Q\,ds \sin\varphi = Q_1\,ds_1 \sin\varphi_1$$

erfüllt sein.

Da die Verrückung in derselben Zeit erfolgt, so können wir beide Seiten der Gleichung durch das Zeitelement dt

Figur 4.

dividiren und erhalten:

$$Q\frac{ds}{dt}.\sin\varphi = Q_1.\frac{ds_1}{dt}\sin\varphi_1,$$

$$Q u \sin\varphi = Q_1 v \sin\varphi_1.$$

Nach dem Frühern ist $\frac{u}{v} = \frac{r}{r_1}$, also

$$Q.r\sin\varphi = Q_1 r_1 \sin\varphi_1,$$

$r\sin\varphi$ und $r_1\sin\varphi_1$ sind die bezüglichen Lothe auf die Richtungen der Kräfte Q und Q_1 und wir erhalten den

Satz I. Wenn in einem ebenen, als unveränderlich gedachten, System, dessen Punkte gezwungen sind, sich in bestimmten Bahnen zu bewegen, äußere Kräfte wirken und man verlangt, daß dieselben einander das Gleichgewicht halten, also das System seine Lage nicht ändere, so muß die Summe ihrer Momente in Bezug auf den Pol gleich Null sein.

Wir setzen hierbei voraus, daß die Bahnen, in welchen sich die Punkte A und B des Systems bewegen, sowie das letztere jedem Druck, der auf Lagenänderung der Bahnen, sowie auf gegenseitige Lagenänderung der Systempunkte hinwirkt, widerstehen.

Daß die Anzahl der Kräfte beliebig groß sein kann, leuchtet ein, denn man ist stets nach den Gesetzen der Mechanik im

Stande, beliebig viel Kräfte, die an einem starren System wirken, bis auf zwei zu vereinigen.

Ist die Richtung und Größe von Q und die Richtung von Q_1 gegeben, so findet man die Größe von Q_1, wenn man den Schnittpunkt beider Kraftrichtungen mit dem Pol verbindet und über Q ein Parallelogramm construirt, dessen Diagonale in diese Verbindungslinie fällt. Erstere ist gleichzeitig die Resultante der beiden Kräfte. Diese geometrische Construction, für welche die Beziehung $\frac{Q}{Q_1} = \frac{r_1 \sin \varphi_1}{r \sin \varphi}$ nicht weiter zu beweisen sein dürfte, giebt dem Satz I eine andere Fassung, die unter Umständen in der Anwendung bequemer sein wird.

Satz II. Es ist Gleichgewicht zwischen den äußern Kräften im System vorhanden, wenn die Resultante derselben durch den Pol geht.

Die Anwendung dieser Sätze führt nun auf kürzestem Wege zu den Gleichgewichtsbedingungen der Kräfte am Centrifugalregulator.

A. Die Kugel am beweglichen Arm. Fig. 5.

Der Punkt B der beweglichen Stange CD ist gezwungen, sich im Kreise um A zu bewegen, der Punkt C gleitet auf einer Verticalen. Die Normalen zu beiden Bahnrichtungen schneiden sich im Pol $\mathfrak{P}$ des beweglichen Punktsystems CBD.

Figur 5.

In D wirkt die Schwerkraft P vertical, die Centrifugalkraft C horizontal; in C das halbe Gegengewicht G vertical. Fällen wir von $\mathfrak{P}$ aus Lothe p, c, b auf die drei Kraftrichtungen, so muß für das Gleichgewicht der drei Kräfte die Summe ihrer Momente in Bezug auf $\mathfrak{P}$ gleich Null sein.

$$Cc - Pp - Gb = 0.$$

Es ist die Centrifugalkraft

$$C = \frac{P}{g} . \omega^2 . r; \text{ also}$$

$$\frac{P}{g} \omega^2 . r . c - Pp = Gb,$$

$$G = \frac{P}{b}\left(\frac{\omega^2 r c}{g} - p\right) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Es ist durchaus nicht Bedingung, daß die 3 Systempunkte C, B, D in einer geraden Linie liegen. Sie können jede beliebige Lage gegeneinander haben, nur müssen sie ein starres System bilden.

B. Die Kugel am festen Arm. Fig. 6.

Der Punkt D gehört nicht dem beweglichen System CB an, denn die Entfernung der Angriffspunkte CD ändert sich bei einer ∞ kleinen Verrückung. Um unsern allgemeinen Grundsatz anwenden zu können, denken wir uns P und C durch zwei in B parallel wirkende Kräfte P′ und C′ ersetzt.

Figur 6.

Es wird dadurch in der Wirkungsweise des Regulators nichts geändert, so bald nur das Moment der substituirten Kräfte in Bezug auf A als Drehpunkt dasselbe bleibt. Es sind somit P′ und C′ aus den Gleichungen

$$P' = P . \frac{l_1}{l_2} \text{ und } C' = C . \frac{l_1}{l_2}$$

bestimmt.

Die Lothe von $\mathfrak{P}$ auf die drei Kräfte P′, C′, G seien p′, c′, b, dann folgt:

$$C'c' - P'p' = Gb \text{ oder}$$

$$C \frac{l_1}{l_2} . c' - P \frac{l_1}{l_2} . p' = Gb.$$

$C = \frac{P}{g} . \omega^2 . r$ gesetzt, giebt:

$$G = \frac{P}{b} . \frac{l_1}{l_2}\left(\frac{\omega^2 . r c'}{g} - p'\right). \quad . \quad . \quad (1^*)$$

Gewöhnlich leitet man aus der Gleichgewichtsbedingung der Kräfte eine Schlußgleichung her, in welcher als Variabele, außer der Winkelgeschwindigkeit ω, die Winkel erscheinen, welche die beiden Stangenrichtungen AB und BC mit der Rotationsachse bilden. Für diejenigen, welchen die kinematische Anschauung zu fremd ist, mögen die Gleichgewichtsbedingungen direct mit Hilfe des Princips der virtuellen Geschwindigkeiten hergeleitet werden. Wir legen durch die Rotationsachse ein Coordinatensystem und nennen die Ordinaten der Punkte C und D (in Fig. 5 resp. 6) x y resp. x_1 y_1 (Nullpunkt in A). Bei einer ∞ kleinen Verschiebung des Systems leisten die 3 Kräfte P, C, G Arbeiten, deren Summe gleich 0 sein muß.

*) Sowohl hier, als in allen folgenden Kapiteln, machen wir die Voraussetzung, daß die Kugel am Regulator so angebracht ist, daß die Richtung der Schwere zwischen C und $\mathfrak{P}$ hindurchgeht. Diese Annahme ist bei den meisten in der Praxis üblichen Regulatorconstructionen gemacht und die in der Folge gezogenen Schlüsse haben nur für die gedachte Anordnung Giltigkeit.

$$G\,dy + P\,dy_1 + C\,dx_1 = 0$$

$$-G\,dy = P\left(\frac{\omega^2}{g}.r\,dx_1 + dy_1\right).$$

Der Winkel der Stange AB gegen die Verticale sei α und der Winkel der Stange CB gegen die Verticale sei β, dann ist für den Fall A (Fig. 5)

$$dy = d(l_2 \cos\alpha) + d(l \cos\beta)$$

$$-dy_1 = l_2 \sin\alpha . d\alpha + l \sin\beta . d\beta,$$

$$dx_1 = d(l_1 \sin\beta) = l_1 \cos\beta\, d\beta,$$

$$dy_1 = d(l_2 \cos\alpha) - d((l_1 - l)\cos\beta)$$

$$-dy_1 = l_2 \sin\alpha\, d\alpha - (l_1 - l)\sin\beta\, d\beta.$$

Aus der Bedingungsgleichung $l_2 \sin\alpha + a = l \sin\beta + a_1$ folgt durch Differenziren

$$d\alpha = \frac{l\cos\beta . d\beta}{l_2 \cos\alpha},$$

diesen Werth in die Gleichung für dy und dy_1 eingeführt giebt

$$-dy = l\,tg\,\alpha \cos\beta\, d\beta + l \sin\beta\, d\beta$$

ferner ist

$$-dy_1 = l\,tg\,\alpha\cos\beta\, d\beta - (l_1 - l)\sin\beta\, d\beta \text{ und } r = l_1 \sin\beta + a_1,$$

daher

$$G\,l(tg\,\alpha\cos\beta + \sin\beta) = P\left[\frac{\omega^2}{g}(l_1\sin\beta + a_1)\,l_1\cos\beta - l\,tg\,\alpha\cos\beta + (l_1 - l)\sin\beta\right].$$

Da nun

$$b = l(tg\,\alpha\cos\beta + \sin\beta)$$

$$c = l_1 \cos\beta,$$

$$p = l\,tg\,\alpha\cos\beta - (l_1 - l)\sin\beta$$

ist, so folgt die Gleichung (1).

Für den Fall B (Fig. 6) ergeben sich die bezüglichen Werthe dy, dx_1, dy_1 folgendermaßen

$$-dy = l\,tg\,\alpha\cos\beta\, d\beta + l\sin\beta\, d\beta$$

$$dx_1 = \frac{l_1}{l_2}\, l\cos\beta\, d\beta,$$

$$r = (l_1 \sin\beta + a_1),$$

daher

$$G\,l(tg\,\alpha\cos\beta + \sin\beta) = \frac{P\,l_1}{l_2}\left[\frac{\omega^2}{g}\,l_1\sin\beta + a_1)\,l\cos\beta - l\,tg\,\alpha\cos\beta\right].$$

Da nun

$$b = l(tg\,\alpha\cos\beta + \sin\beta),$$

$$c' = l\cos\beta,$$

$$p' = l\,tg\,\alpha\cos\beta$$

ist, so folgt Gleichung (1*).

Diese Rechnung zeigt speciell, daß der Weg, auf dem wir zu den beiden Grundgleichungen gelangten, richtig ist. Der weitere Verlauf der Rechnung wird aber auch zeigen, daß die Gleichungen (1) und (1*) discussionsfähiger sind, als die bisher üblichen mit den Winkeln α und β behafteten Gleichungen. Es ist hierin vielleicht der Grund zu suchen, weshalb es bisher nicht gelungen ist, die Wirkungsweise eines Centrifugalregulators von der allgemeinsten Aufhängungsart zu erkennen.

Geometrische Construction des Werthes G.

(Fig. 1, Taf. 13 und 14).

ad A. **Beispiel 1.**

Es sei $P = 10$ Kilogr.; die Anzahl der Umdrehungen der Regulatorachse $= 80$, also $\omega^2 = 70$. Die Richtung der Resultante aus dem Gewicht der Kugel und der Centrifugalkraft ist bestimmt durch die Gleichung

$$tg\,\gamma = \frac{C}{P} = \frac{\omega^2 r}{g}.$$

Setzen wir $\omega^2 = 70$, $r = 250$ Millim., $g = 9810$ Millim., so erhalten wir

$$tg\,\gamma = 1{,}8.$$

Die Richtung der Resultante R und des halben Gegengewichtes G schneiden einander in O. Wir verbinden OP und beschreiben über R ein Parallelogramm, dessen Diagonale in die Verbindungslinie OP fällt, die andere Seite des Parallelogramms ist der gesuchte Werth $G = 18$ Kilogr.

Die Gleichung (1) würde, wenn wir die Werthe $c = 345$, $b = 290$, $p = 90$ der Zeichnung entnehmen, für G den Werth $G = 18{,}1$ Kilogr. geben.

Beispiel 1*.

ad B. (Fig 2, Tafel 13 und 14).

Es sei $P = 10$ Kilogr., $\omega^2 = 70$; die Resultante R erhält denselben Werth und dieselbe Richtung, wie im vorigen Beispiel.

Da die Entfernung CD nicht dieselbe bleibt, so müssen wir R parallel zu sich selbst nach B verschieben und so vergrößern, daß die Wirkung der Kraft R' in B gleich der Wirkung der Kraft R in D ist, d. h. es müssen die Momente beider Kräfte in Bezug auf A als Drehpunkt gleich sein. Daraus bestimmt sich $R' = \frac{l_1}{l_2}.R_1$, welcher Werth ebenfalls geometrisch construirt werden kann. Wir verbinden analog dem Frühern den Schnittpunkt der Kraftrichtungen von R' und G mit P und construiren über R' ein Paralle-

logramm, dessen Diagonale in die Richtung OP fällt. Die andere Seite desselben giebt den Werth G = 13,5 Kilogr. Genau denselben Zahlenwerth erhalten wir aus der Gleichung (1*).

II. Gesetz der Aenderung der Gleichgewichtslagen, wenn die Umdrehungszahl sich ändert.

A. Kugel am beweglichen Arm.

Aus Gleichung (1)

$$G = \frac{P}{b}\left(\frac{\omega^2 r c}{g} - p\right) \text{ folgt}$$

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{p}{rc} + \frac{G}{P} \cdot \frac{b}{rc} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Die Werthe $\frac{rc}{p}$ und $\frac{rc}{b}$ lassen sich folgendermaßen graphisch construiren (Fig. 7). Wir ziehen durch den Pol und den Mittelpunkt der Kugel einen Strahl, welcher die Achse in E trifft, und bezeichnen die Projection der Strecke ED auf die Verticale mit h', dann ist $\frac{p}{c} = \operatorname{tg} \varphi$ und aus △ EFD folgt $h' = r \operatorname{cotg} \varphi$

$$h' = \frac{rc}{p} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Figur 7.

Ferner folgt, wenn wir den Schnittpunkt G der durch C und D gezogenen Verticalen, resp. Horizontalen mit P verbinden, aus dem Dreieck CGP $\operatorname{tg} \chi = \frac{c}{b}$. Eine durch F parallel GP gezogene Gerade schneidet auf der Verticalen durch D eine Strecke DH ab. Es ist $DH = r \operatorname{tg} \chi$. Bezeichnen wir DH mit h'', so folgt

$$h'' = \frac{rc}{b} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

Die Gleichung (2) geht dann über in

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{1}{h'} + \frac{G}{P} \cdot \frac{1}{h''} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

Construction von h''. Die Entfernung des Punktes C von der Drehachse sei a. Machen wir auf der Horizontalen durch P PL = a und verbinden L mit dem Schnittpunkt der Centrifugalkraft und Rotationsachse, so schneidet diese Linie auf der durch D gezogenen Verticalen die Strecke DH = h'' ab.

B. Kugel am festen Arm.

Aus Gleichung 1*

$$G = \frac{P}{b} \cdot \frac{l_1}{l_2}\left(\frac{\omega^2 \cdot r c'}{g} - p'\right) \text{ folgt}$$

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{p'}{rc'} + \frac{G}{P} \cdot \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{b}{rc'} \quad . \quad . \quad . \quad (2^*)$$

In der nachstehenden Fig. 8 schneidet die Verticale durch B die Horizontale CP in M. Aus △ BMP folgt $\operatorname{tg} \varphi = \frac{p'}{c'}$. Bezeichnen wir analog dem Frühern die Projection

Figur 8.

der Strecke ED auf die Verticale mit h', so folgt aus △ EFD $r = h' \operatorname{tg} \varphi$, also

$$h' = \frac{r c'}{p'} \quad \ldots \ldots \quad (3)$$

Construction von h''. Wäre die Kugel in B statt in D befestigt, so könnten wir ohne Weiteres den für diesen Fall bestimmten Werth h'' construiren. In Fig. 8 ist derselbe $= BK$. Es ist

$$BK = \frac{BJ \cdot c'}{b}.$$

Eine durch E und K gezogene Linie schneidet auf der Kraftrichtung P eine Strecke DH ab. Aus der Aehnlichkeit der Dreiecke DHF u. BKJ folgt $DH = \frac{BK \cdot r}{BJ}$ oder, den Werth für BK eingesetzt, $DH = \frac{r c'}{b}$. Wir bezeichnen DH mit h'' und erhalten:

$$h'' = \frac{r c'}{b} \quad \ldots \ldots \quad (4^*)$$

Die Gleichung (2*) geht über in

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{1}{h'} + \frac{G}{P} \cdot \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{1}{h''} \quad \ldots \quad (5^*)$$

In beiden Fällen ist man also leicht im Stande, den Werth $\frac{\omega^2}{g}$ für eine beliebige Anzahl Lagen des Regulators mittelst der geometrischen Größen h' und h'' zu berechnen.

Steckt man auf jedem zugehörigen Geschwindigkeitsradius CP von C aus den Werth $\frac{\omega^2}{g}$ in einem bestimmten Maaßstab ab, so erhält man in dem continuirlich verbindenden Zug der Endpunkte der Ordinaten eine Curve, die das Gesetz der Geschwindigkeitsänderung als Funktion des von der Hülse zurückgelegten Weges darstellt.

Für die praktische Berechnung wird meistens die kleinste und größte Geschwindigkeit der Maschine gegeben, innerhalb welcher Schwankungen erlaubt sind. Zeichnet man sich den Regulator in seiner niedrigsten Gleichgewichtslage, so findet man in der zugehörigen Ordinate der Geschwindigkeitscurve $\left(\frac{\omega^2}{g}\right)$ einen Werth für die bezügliche Umdrehungszahl des Regulators, durch dieselbe das Uebersetzungsverhältniß zwischen Regulator und Maschine und die größte Umdrehungszahl des erstern. Die derselben entsprechende Ordinate $\frac{\omega_1^2}{g}$ der Geschwindigkeitscurve bestimmt die höchste Gleichgewichtslage des Regulators, resp. den totalen Hub der Hülse.

Beispiel 2.

Für den in Fig. 2, Taf. 13 u. 14, gezeichneten Regulator ist beispielsweise das angegebene Verfahren benutzt. Innerhalb der Umdrehungszahlen $n_0 = 59$ und $n_1 = 62$ einer Dampfmaschine sollen Schwankungen gestattet sein. Die unterste Gleichgewichtslage des Regulators sei durch den Ort 1 der Hülse gegeben. Für 5 Lagen des Regulators sind die bezüglichen Werthe h und h'' geometrisch construirt und in beifolgender Tabelle enthalten. Für die Berechnung der Werthe $\frac{\omega^2}{g}$ ist das durch die Construction der Fig. 2 gefundene Verhältniß $\frac{G}{P} = 1{,}35$ beibehalten.

No.	h'	h''	$\frac{1}{h'}$	$\frac{1}{h''}$	$\frac{5\omega^2}{g}$
1	93	51	0,01075	0,01961	0,03114
2	90	48	0,01111	0,02083	0,03277
3	86	44	0,01163	0,02273	0,03526
4	82	40	0,01220	0,02500	0,0382
5	76	37	0,01316	0,02703	0,0420

In Fig. 2 sind die Werthe $\frac{\omega^2}{g}$ in einem passenden Maaßstab als horizontale Ordinaten aufgetragen und deren Endpunkte continuirlich verbunden. Dem kleinsten Werthe (vergl. Tabelle) $\frac{5\omega_0^2}{g} = 0{,}03114$ entspricht die Ordinate $y_0 = 31{,}1$ Millim. und die kleinste Umdrehungszahl $= 75$ des Regulators. Das Uebersetzungsverhältniß zwischen Regulator und Maschine ist somit $\frac{75}{59} = 1{,}3$. Hieraus ergibt sich die größte Umdrehungszahl des Regulators $= 80$ und dem entspricht der Werth

$$\frac{5\omega_1^2}{g} = 0{,}0357.$$

Eine in dem Abstande von 35,7 Millim. von der Verticalen durch C gezogene Parallele schneidet die Curve der Werthe $\frac{\omega^2}{g}$ im Punkte y. Der Fußpunkt C der Ordinate y bestimmt die höchste Gleichgewichtslage des Regulators, in welche derselbe gelangt, wenn die Maschinengeschwindigkeit auf 62 Umdrehungen steigt. Der totale Hub der Hülse ist ungefähr 52 Millim.

Aus den aufgestellten Gleichungen läßt sich noch eine interessante Folgerung ziehen:

Zwei durch einen bestimmten Ausschlag von einander getrennten Gleichgewichtslagen mögen die Geschwindigkeiten ω_0 und ω_1 entsprechen. Ferner sei m das Uebersetzungsverhältniß zwischen Maschine und Regulator und n_0 und n_1 die Umdrehungszahlen ersterer. Dann folgt durch Subtraction der Gleichungen

$$\frac{\omega_1^2}{g} = \frac{m^2 n_1^2 \pi^2}{g \cdot 900} = \frac{1}{h_1'} + \frac{G}{P} \cdot \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{1}{h_1''} \text{ und}$$

$$\frac{\omega_0^2}{g} = \frac{m^2 n_0^2 \pi^2}{g \cdot 900} = \frac{1}{h'} + \frac{G}{P} \cdot \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{1}{h''},$$

$$\frac{m^2 \pi^2}{g \cdot 900} \cdot (n_1^2 - n_0^2) = \frac{1}{h_1'} + \frac{G}{P} \cdot \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{1}{h_1''} - \left(\frac{1}{h'} + \frac{G}{P} \cdot \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{1}{h''}\right),$$

oder durch n_0^2 dividirt

$$\frac{n_1^2 - n_0^2}{n_0^2} = \frac{\frac{1}{h_1'} + \frac{G}{P} \cdot \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{1}{h_1''}}{\frac{1}{h'} + \frac{G}{P} \cdot \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{1}{h''}} - 1 = 2\zeta,$$

wobei $\zeta = \frac{n_1 - n_0}{n_0}$ gesetzt und näherungsweise $n_1 + n_0 = 2 n_0$ ist.

Den Quotienten aus der Differenz der Grenzgeschwindigkeiten dividirt durch die kleinste Geschwindigkeit bezeichnen wir mit ζ, und nennen ζ den **Unbeweglichkeitsgrad** des Regulators.

Die Gleichung zeigt, daß der Werth ζ um so kleiner wird, je mehr sich der unechte Bruch der Einheit nähert. In unserm speciellen Falle, in welchem wir es mit einem Regulator in seiner gewöhnlichen Aufhängung zu thun haben, erhält der Bruch einen Minimalwerth, wenn $\frac{G l_2}{P l_1} = 0$ ist. Umgekehrt wächst, wie man sich leicht durch Einsetzen von Zifferwerthen überzeugen kann, der Werth des Bruches, je größer $\frac{G l_2}{P l_1}$ ist, und erhält seinen Maximalwerth für $\frac{G l_2}{P l_1} = \infty$, d. h. die für einen bestimmten Ausschlagwinkel nothwendige Geschwindigkeitsänderung im Gange der Maschine würde ein Minimum werden, wenn man das Gegengewicht fortlassen würde.

Das Gegengewicht, welches dem Regulator (siehe Kapitel IV) die wichtige Eigenschaft giebt, einen bedeutenderen Widerstand im Stellzeug innerhalb derselben Geschwindigkeitsänderung überwinden zu können, vergrößert die Geschwindigkeitsänderung, welche nöthig ist, um ihn aus einer Lage in die andere zu bringen.

Nur in dem speciellen Falle, wo der feste Drehpunkt A und der bewegliche C in derselben Entfernung von der Achse liegen, die Stangenlängen AB und BC einander gleich sind, und die Kugeln im gemeinschaftlichen Drehpunkt B der letzteren befestigt sind, ist die Größe des Verhältnisses $\frac{G}{P}$ ohne Einfluß auf die Größe von ζ, weil, wie im Kapitel VI nachgewiesen werden wird, für alle Lagen $h'' = \frac{h'}{2}$ ist, mithin der Factor $1 + \frac{G}{P}$ herausfällt.

III. Die Energie des Regulators.

Unter Energie des Regulators versteht man das Vermögen desselben, den auf die Hülse reducirten Widerstand in der Bewegung des Stellzeuges zu überwinden. Unter gleichen Verhältnissen wird derjenige Regulator den Vorzug verdienen, der bei der kleinsten Geschwindigkeitsänderung die größte Energie hat.

Um die Gleichung zur Bestimmung der Energie aufstellen zu können, nehmen wir an, daß für die Geschwindigkeit ω_0 der Regulator in einer bestimmten Lage im Gleichgewicht ist, dann muß für den Fall

A. Kugel am beweglichen Arm

die Gleichung 1

$$G = \frac{P}{b}\left(\frac{\omega_0^2 r c}{g} - p\right)$$

erfüllt sein. Bei einer weiteren Geschwindigkeitssteigerung beginnt aber noch nicht sogleich der Regulator sich zu heben, weil die Reibung im Stellzeug oder in der Hülse, bei Dampfmaschinen an der Drosselklappe, oder bei Wasserräder und Turbinen am Schützen der Bewegung einen bestimmten Widerstand entgegensetzt. Derselbe sei reducirt auf die Hülse $= 2K$, dann ist offenbar die Geschwindigkeit ω', bei welcher der auf eine Hälfte des Regulators fallende halbe Reibungswiderstand K eben überwunden wird, aus der Gleichung

$$G + K = \frac{P}{b}\left(\frac{\omega'^2 \cdot r c}{g} - p\right) \text{ zu bestimmen.}$$

Durch Subtraction folgt

$$K = \frac{P \cdot r c}{g b}(\omega'^2 - \omega_0^2),$$

oder nach Gleichung 4) $\frac{rc}{b} = h''$ gesetzt:

$$K = \frac{P}{g} . h'' (\omega'^2 - \omega_0^2). \quad . \quad . \quad . \quad (6)$$

Bezeichnen wir mit m das Uebersetzungsverhältniß zwischen Maschine und Regulator und nennen Ω und Ω' die bezüglichen Winkelgeschwindigkeiten im Kurbelkreis der Maschine, so folgt

$$K = \frac{P}{g} h'' . m^2 (\Omega'^2 - \Omega_0^2).$$

B. Kugel am festen Arm.

Aus den bezüglichen Gleichungen

$$G = \frac{P}{b} . \frac{l_1}{l_2} \left(\frac{\omega^2 r c'}{g} - p' \right) \text{ und}$$

$$G + K = \frac{P}{b} . \frac{l_1}{l_2} \left(\frac{\omega'^2 . r c'}{g} - p' \right)$$

folgt durch Subtraction

$$K = \frac{P}{g} . \frac{l_1}{l_2} . \frac{r c'}{b} (\omega'^2 - \omega_0^2),$$

oder, nach Gleichung (4*) $h'' = \frac{rc'}{b}$ gesetzt,

$$K = \frac{P}{g} . \frac{l_1}{l_2} h'' (\omega'^2 - \omega_0^2). \quad . \quad . \quad . \quad (6^*)$$

Setzen wir auch hier $\omega' = m \Omega'$ und $\omega_0 = m \Omega_0$, so folgt

$$K = \frac{P}{g} . \frac{l_1}{l_2} h'' m^2 (\Omega'^2 - \Omega_0^2).$$

Der Werth h'' ist in beiden Fällen nur abhängig von der Aufhängung.

IV. Die Empfindlichkeit des Regulators.

Aus den Gleichungen 6 und 6* im vorigen Kapitel läßt sich, wenn der Widerstand in der Hülse, das Gewicht der Kugel, das Verhältniß der Armlängen $\frac{l_1}{l_2}$ und das Uebersetzungsverhältniß zwischen Regulator und Maschine gegeben ist, die Differenz der Quadrate der Geschwindigkeiten berechnen, während welcher ein Steigen des Regulators noch nicht eingetreten ist.

Man nennt die Differenz dieser Geschwindigkeiten, dividirt durch die kleinere Geschwindigkeit, den **Unempfindlichkeitsgrad des Regulators**. Wir bezeichnen denselben mit ε und haben also die Gleichung

$$\varepsilon = \frac{\omega' - \omega_0}{\omega_0}.$$

Zähler und Nenner mit $\omega' + \omega_0$ multiplicirt und näherungsweise $\omega' + \omega_0 = 2\omega_0$ gesetzt, giebt:

$$\varepsilon = \frac{\omega'^2 - \omega_0^2}{2\omega_0^2}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (7)$$

A. Kugel am beweglichen Arm.

Aus Gleichung (6) unter III

$$K = \frac{P}{g} h'' (\omega'^2 - \omega_0^2) \text{ folgt}$$

$$\omega'^2 - \omega_0^2 = \frac{gK}{Ph''}$$

und aus Gleichung 5) unter II folgt

$$\omega_0^2 = g \left(\frac{1}{h'} + \frac{G}{P} . \frac{1}{h''} \right).$$

Beide Werthe in Gleichung (7) eingesetzt giebt:

$$\varepsilon = \frac{K}{2Ph'' \left(\frac{1}{h'} + \frac{G}{P} . \frac{1}{h''} \right)}$$

$$\varepsilon = \frac{K}{2P \left(\frac{h''}{h'} + \frac{G}{P} \right)}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8)$$

B. Kugel am festen Arm.

Aus Gleichung 6* unter III

$$K = \frac{P}{g} . \frac{l_1}{l_2} . h'' (\omega'^2 - \omega_0^2) \text{ folgt}$$

$$\omega'^2 - \omega_0^2 = \frac{Kg}{Ph''} . \frac{l_2}{l_1}$$

und aus Gleichung 5* unter II folgt

$$\omega_0^2 = g \left(\frac{1}{h'} + \frac{G l_2}{P l_1} \frac{1}{h''} \right).$$

Beide Werthe in Gleichung (7) eingesetzt giebt

$$\varepsilon = \frac{K}{2P . h'' \frac{l_1}{l_2} \left(\frac{1}{h'} + \frac{G l_2}{P l_1} \frac{1}{h''} \right)}$$

$$\varepsilon = \frac{K}{2P . \left(\frac{h''}{h'} \frac{l_1}{l_2} + \frac{G}{P} \right)}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (8^*)$$

Um die Gleichungen 8 discutiren zu können, müssen wir sie ein wenig umgestalten.

Wir wollen 2 Regulatoren vergleichen, die einander congruent sind, wobei aber die Massen bei dem einen mehr im Gegengewicht, bei dem andern mehr in den Kugeln concentrirt sind, während das Gesammtgewicht 2Q in beiden Fällen dasselbe ist.

Dann haben wir die Gleichungen

$$Q = P + G$$

$$G = Q - P.$$

Setzen wir diesen Werth in 8 resp. 8* ein, so erhalten wir die Gleichungen

$$2\varepsilon = \frac{K}{P\left(\frac{h''}{h'} - 1\right) + Q}$$

resp. $$2\varepsilon = \frac{K}{P\left(\frac{h''}{h'} \cdot \frac{l_1}{l_2} - 1\right) + Q}.$$

Da $\frac{h''}{h'}$ stets, resp. $\frac{l_1 h''}{l_2 h'}$ in den meisten Fällen, ein echter Bruch ist, so ist der erste Factor im Nenner negativ. Wir schreiben daher:

$$2\varepsilon = \frac{K}{Q - P\left(1 - \frac{h''}{h'}\right)}$$

resp. $$2\varepsilon = \frac{K}{Q - P\left(1 - \frac{h''}{h'} \cdot \frac{l_1}{l_2}\right)}.$$

Die Gleichungen zeigen, daß der Unempfindlichkeitsgrad, wenn alle Größen außer P als constant betrachtet werden, um so kleiner, also der Empfindlichkeitsgrad um so größer sein wird, je kleiner P ist; d. h. *der Porter'sche Regulator mit kleinen Kugeln, schwerem Gegengewicht und dadurch bedingter großer Umdrehungszahl hat eine größere Empfindlichkeit, als derjenige mit großen Kugeln, kleinem Gegengewicht und dadurch bedingten kleinen Umdrehungszahlen.*

Da in der letzten Gleichung das Verhältniß $\frac{l_1}{l_2}$ vorkommt, so gilt der eben ausgesprochene Satz nur unter einer gewissen Beschränkung für Regulatoren, bei denen die Kugel am festen Arm sitzt.

1) Der Unempfindlichkeitsgrad ε nimmt zu mit Vergrößerung von P, so lange

$$1 - \frac{h''}{h'}\frac{l_1}{l_2} < 0$$

d. h. $\frac{l_1}{l_2} > \frac{h'}{h''}$ ist.

$\frac{h'}{h''}$ ist abhängig von der Aufhängungsart des Regulators und seiner augenblicklichen Stellung. Wie späterhin aufgestellte Tabellen zeigen, schwankt der Werth $\frac{h'}{h''}$ um 2.

Die Bedingungsgleichung wäre somit $\frac{l_1}{l_2} < 2$.

2) ε ist constant, wenn

$$1 - \frac{h''}{h'}\frac{l_1}{l_2} = 0,\ \frac{l_1}{l_2} = \frac{h'}{h''} = 2 \text{ ist.}$$

3) ε nimmt ab mit Vergrößerung von P, so lange

$$1 - \frac{h''}{h'}\frac{l_1}{l_2} < 0,\ \frac{l_1}{l_2} > \frac{h'}{h''} > 2 \text{ ist.}$$

Man kann sich die Verhältnisse zweckmäßig auf folgende Weise klar machen. Es sei AB (Fig. 9) der Weg, den die Regulatorhülse zurücklegt. Wir errichten senkrecht zu AB in A eine Ordinate AC, welche die Geschwindigkeit ω_0 darstellen möge, welche nöthig ist, den Regulator aus seiner untersten durch A gegebenen Gleichgewichtslage herauszubringen, wenn kein Widerstand vorhanden wäre. Weil aber ein bestimmter Widerstand K zu überwinden ist, so muß die Geschwindigkeit erst auf ω' steigen, die durch die Strecke AD dargestellt sein mag. Bei weiterer Steigerung der Geschwindigkeit wird sich die Regulatorhülse heben und jeder Stellung entspricht eine bestimmte Geschwindigkeit, deren Aenderungsgesetz durch die Curve DE gegegeben sein mag. Die Länge BE möge die Maximalgeschwindigkeit ω_1 darstellen. Gesetzt, dies sei das Gesetz der Geschwindigkeitsänderung für den Porter'schen Regulator. Für den Watt'schen Regulator, der aus jenem entsteht, wenn wir die Masse des Gegengewichtes in die Masse der Schwungkugeln legen, sei der Maaßstab für die Geschwindigkeit $\omega_{,,}$ so gewählt, daß $A_1C_1 = AC$ ist. (Fig. 10.) Nach dem auf S. 202 unten ausgespr. Satze muß die Geschwindigkeitsänderung $\omega' - \omega_0$ eine größere sein, um dieselbe Energie K zu erzeugen, als im ersten Falle, so daß also $A_1D_1 > AD$ sein wird. Die Curve D_1E_1 steigt viel steiler an, so daß leicht der Fall eintreten kann, daß die durch die Ordinate B_1E_1 repräsentirte Endgeschwindigkeit ω_1 für den Watt'schen Regulator kleiner ist, als die betreffende für den Porter'schen Regulator. Es wird ein gewisser Werth von K existiren, für welchen beide Regulatoren innerhalb eines bestimmten Ausschlags dieselbe totale Geschwindigkeitsänderung $\left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right)$ haben. Ist der Werth K gegeben, so läßt sich durch eine einfache Rechnung ermitteln, für welchen Regulator die totale Geschwindigkeitsänderung innerhalb derselben Grenzlagen am kleinsten ausfällt. Die Rechnung ist in folgendem Beispiel durchgeführt:

Figur 9.

Figur 10.

Beispiel 3. Ein Porter'scher Regulator habe ein Gegengewicht von 30 Kilogr. und Kugeln von je 5 Kilogr. Der Widerstand, welchen die Bewegung des Stellzeugs hervorruft, werde auf die Hülse reducirt zu 2 Kilogr. angenommen. Wählen wir die in Figur 2, Tafel 13 u. 14, gegebenen Verhältnisse, die gezeichnete Lage als die höchste, die durch den Ort 1 der Hülse gekennzeichnete als die tiefste Gleichgewichtslage, so giebt die für diesen Regulator berechnete Tabelle (Seite 198) die Werthe h', h'', h_1', h_1'', resp. die reciproken Werthe

$$\frac{1}{h'} = 0{,}01075,$$

$$\frac{1}{h''} = 0{,}01961,$$

$$\frac{1}{h_1'} = 0{,}01163,$$

$$\frac{1}{h_1''} = 0{,}02273.$$

Den Annahmen gemäß ist für den Porter'schen Regulator

$$G = 15. \quad P = 5. \quad K = 1. \quad \frac{l_2}{l_1} = 0{,}77.$$

In der Folge vergleichen wir mit diesem einen gleichgebauten Watt'schen Regulator, der mit demselben Gesammtgewicht denselben Widerstand überwinden und dieselben äußersten Grenzlagen erhalten soll. Für diesen wäre somit:

$$G = 0. \quad P = 20. \quad K = 1. \quad \frac{l_2}{l_1} = 0{,}77.$$

Zur Ermittelung der bezüglichen Geschwindigkeiten haben wir folgendes System von Gleichungen (siehe Abschnitt II 5*).

1) Für den Porter'schen Regulator.

$$\left\{\begin{aligned} \frac{5\omega_0^2}{g} &= \frac{1}{h'} + \frac{G}{P}\cdot\frac{l_1}{l_2}\cdot\frac{1}{h''} = 0{,}05605, \\ \frac{5\omega'^2}{g} &= \frac{1}{h'} + \frac{(G+K)}{P}\cdot\frac{l_2}{l_1}\cdot\frac{1}{h''} = 0{,}05907, \\ \frac{5\omega_1^2}{g} &= \frac{1}{h_1'} + \frac{(G+K)}{P}\cdot\frac{l_2}{l_1}\cdot\frac{1}{h_1''} = 0{,}06763. \end{aligned}\right.$$

Hieraus berechnet sich die Anzahl der Umdrehungen dieses Regulators zu

$$n_0 = 100{,}1, \quad n' = 102{,}58, \quad n_1 = 110.$$

Für den Watt'schen Regulator.

$$\left\{\begin{aligned} \frac{5\omega_0^2}{g} &= \frac{1}{h'} = 0{,}01075, \\ \frac{5\omega'^2}{g} &= \frac{1}{h'} + \frac{K}{P}\cdot\frac{l_2}{l_1}\cdot\frac{1}{h''} = 0{,}011505, \\ \frac{5\omega_1^2}{g} &= \frac{1}{h_1'} + \frac{K}{P}\cdot\frac{l_2}{l_1}\cdot\frac{1}{h_1''} = 0{,}012505. \end{aligned}\right.$$

Die Anzahl der Umdrehungen für den Watt'schen Regulator sind

$$n_0 = 43{,}84, \quad n' = 45{,}7, \quad n_1 = 47{,}24.$$

Wir nehmen an, das Uebersetzungsverhältniß zwischen dem Watt'schen Regulator und der Maschine sei $= 1$, dann sind die zuletzt gefundenen Umdrehungszahlen auch diejenigen der Maschine. Das Uebersetzungsverhältniß ins Schnelle für den Porter'schen Regulator müßte gleich $\frac{100{,}1}{43{,}84}$ sein. Um daher die für den letztern charakteristischen Umdrehungszahlen der Maschine zu erhalten, haben wir die berechneten Werthe n_0, n', n_1 mit dem umgekehrten Werthe $\frac{43{,}84}{100{,}1}$ zu multipliciren. Man erhält beim Porter'schen Regulator

$$n_0 = 43{,}84; \quad n' = 45{,}02; \quad n_1 = 48{,}17.$$

Die Zahlenwerthe zeigen, daß der Porter'sche Regulator bereits bei 45,02 Umdrehungen der Maschine den Widerstand $2K$ überwindet. Der Watt'sche Regulator thut dies erst bei 45,7 Umdrehungen; dann steigt letzterer aber weit schneller in seine oberste Gleichgewichtslage; er erreicht diese bei 47,24 Umdrehungen, während der Porter'sche Regulator dieselbe erst bei 48,17 Umdrehungen erreicht.

Man darf annehmen, daß der auf die Hülse reducirte Widerstand $2K$, welcher sich bei Dampfmaschinen mittlerer Stärke aus den einzelnen Widerständen im Stellzeug, in der Drosselklappe und im Regulator zusammengesetzt, in den meisten Fällen den Maximalwerth 1 Kilogr. nicht überschreiten wird. Der Vortheil der größern Energie, den man durch Anbringung eines schweren Gegengewichtes am Regulator zu erreichen sucht, sobald der Widerstand klein ist, ist gering gegenüber dem Nachtheil, den das schwere Gegengewicht in der für einen bestimmten Hub der Hülse nothwendigen Geschwindigkeitsänderung der Maschine mit sich bringt. Je kleiner der Ausschlag, desto günstiger stellen sich die Verhältnisse für den Porter'schen Regulator heraus.

Es ist daher zu empfehlen, wenn man den Porter'schen Regulator wählt, die Hebelübersetzung so anzuordnen, daß nur ein geringer Ausschlag nöthig ist, um der Drosselklappe die nöthige Drehung zu geben; und zwar muß der Ausschlag um so kleiner sein, je größer das Gegengewicht im Verhältniß zum Kugelgewicht ist.

Der durch Gleichung 8) erhaltene Werth der Unempfindlichkeit wird in Wirklichkeit zu klein ausfallen, da durch den, wenn auch geringen, so doch unvermeidlichen todten Gang in der Bewegung des Stellzeugs die Geschwindigkeit ω' sich noch um eine gewisse Größe wird steigern müssen, ehe eine Wirkung auf die Drosselklappe bemerkbar ist. Wir können aber diese Zusatzgröße beim directen Uebertrager als sehr klein vernachlässigen, wenn wir eine exakte Arbeit und Montirung des Stellzeugs voraussetzen. Zudem sind die Gleichungen für die numerische Ausrechnung des durch den todten Gang der Hülse bedingten Unempfindlichkeitsgrades η zu complicirt, als daß sie mit Erfolg der praktischen Anwendung fähig sein

können. Die Discussion derselben, aber auch schon die einfache Anschauung zeigt, daß η ein Minimum wird, wenn man den totalen Weg der Hülse zu einem Maximum macht. Beim indirecten Uebertragen, wo η leicht einen größern Werth erhalten kann, ist dieser Satz beachtenswerth. Bei Dampfmaschinen bezeichnet man den in einem Schwungrade auftretenden Ungleichförmigkeitsgrad üblich mit δ, wobei δ eine Funktion des Trägheitsmomentes des Schwungrades, der Umdrehungszahl des letztern, des Ueberschusses der bewegenden Kraft über den Widerstand und des Verhältnisses der rotirenden Massen zu den hin- und hergehenden ist. Es ist eine berechtigte Forderung, die man an einen Regulator stellt, wenn man verlangt, daß er innerhalb der durch den Ungleichförmigkeitsgrad δ vorgeschriebenen Grenzen der Geschwindigkeit in Ruhe bleibt; d. h. es muß

$$\delta > \varepsilon + \eta \text{ sein.}$$

V. Gleichung der astatischen Curve.

Die Gleichungen unter II, in denen die Geschwindigkeit ω als Funktion der Aufhängungsart des Regulators, seiner Dimensionen und Gewichte bestimmt wurde, geben, wie an einem besondern Beispiel nachgewiesen ist, bereits ein Maaß für die Größe der Geschwindigkeitsänderung, welche einem bestimmten Ausschlag des Regulators entspricht. Es ist nun interessant, diejenige Curve aufzusuchen, auf welcher sich die Kugel unter Einwirkung ihrer Schwerkraft, der Centrifugalkraft und der durch die untere Stange aufgenommenen Componente des Gegengewichtes bewegen muß, damit sie bei einer bestimmten Geschwindigkeit in jeder Lage im Gleichgewicht ist. Man nennt diese Curve die astatische Curve des Regulators. Sie ist bekanntlich, wenn kein Gegengewicht vorhanden ist, eine Parabel.

Um die Gleichung herleiten zu können, gehen wir auf das unter I hergeleitete Princip für das Gleichgewicht der Kräfte an einem starren, bestimmten Bewegungen unterworfenen, System zurück. (Fig. 11.) Der untere Endpunkt der beweglichen Stange l ist gezwungen, sich auf einer Verticalen zu bewegen. An ihm wirkt vertical das halbe Gewicht G vermehrt oder vermindert um den halben Widerstand K. In dem andern Endpunkt B, der gezwungen ist, sich auf der zu suchenden astatischen Curve zu bewegen, wirkt die Schwerkraft der Kugel P vertical und die Centrifugalkraft C horizontal. Die Normalen zu den Bahnen in C und B schneiden sich im Pol $\mathfrak{P}$, der der augenblickliche Drehpunkt der Stangen in der gezeichneten Lage ist. Wie unter I nachgewiesen, ist Gleichgewicht zwischen den Kräften vorhanden, wenn die Summe ihrer Momente in Bezug auf den Pol $\mathfrak{P}$ als Momentenmittelpunkt $= 0$ ist. Wir legen in die Regulatorachse die Y Achse des Coordinatensystems und durch einen

Figur 11.

beliebigen Punkt O derselben die X Achse, nennen die Ordinaten des Punktes B x y und die von $\mathfrak{P}$ auf die 3 Kraftrichtungen $G + K$, P u. C gefällten Lothe b, p, c, dann ist

$$(G \pm K)b + Pp = Cc \text{ oder}$$

$$C = \frac{P}{g}\omega^2 . r \text{ gesetzt}$$

$$(G \pm K)b + Pp = \frac{P}{g}\omega^2 r . c.$$

Nun ist $r = x$, $c = \sqrt{l^2 - (x-a)^2}$.

Aus $\triangle\, BE\mathfrak{P}$ folgt

$$\operatorname{tg}\iota = \frac{p}{c} = \frac{dy}{dx}, \text{ also ist}$$

$$p = \frac{c\,dy}{dx} = \sqrt{l^2 - (x-a)^2} . \frac{dy}{dx}.$$

Ferner ist $b = p + x - a$ oder

$$b = \sqrt{l^2 - (x-a)^2} . \frac{dy}{dx} + x - a.$$

Die Werthe für b, p, r, c in die obige Hauptgleichung eingesetzt, giebt

$$\frac{G \pm K}{P}\left[\sqrt{l^2 - (x-a)^2}\,\frac{dy}{dx} + x - a\right] + \sqrt{l^2 - (x-a)^2} . \frac{dy}{dx} = \frac{\omega^2}{g} . x\sqrt{l^2 - (x-a)^2},$$

daraus folgt

$$dy = \frac{dx}{P + G \pm K}\left[\frac{\omega^2 . x . P}{g} - \frac{(x-a)(G \pm K)}{\sqrt{l^2 - (x-a)^2}}\right],$$

$$y = \frac{\omega^2 . P}{g(P + G \pm K)} . \int x . dx - \frac{G \pm K}{P + G \pm K} \int \frac{(x-a)\,dx}{\sqrt{l^2 - (x-a)^2}}.$$

Es ist $\int \frac{(x-a)\,dx}{\sqrt{l^2-(x-a)^2}} = -\sqrt{l^2-(x-a)^2}$, also ist

$$y = \frac{\omega^2 . P}{g(P + G \pm K)} . \frac{x^2}{2} + \frac{G \pm K}{P + G \pm K}\sqrt{l^2 - (x-a)^2} + A.$$

Für $x = a$ sei $y = l$, daher

$$l = \frac{\omega^2 P}{g(P + G \pm K)} \frac{a^2}{2} + \frac{G + K}{P + G \pm K} . l + A,$$

daraus folgt:

$$A = l - \frac{\omega^2 . P}{g(P + G \pm K)} . \frac{a^2}{2} - \frac{G \pm K}{P + G \pm K} . l.$$

Den Werth eingesetzt giebt:

$$y = \frac{1}{P + G \pm K}\left\{\frac{\omega^2 . P}{2g}(x^2 - a^2) + (G \pm K)\sqrt{l^2 - (x-a)^2} + Pl\right\}. \quad \ldots \quad (9)$$

Die astatische Curve ist vom vierten Grade. Für $G \pm K = 0$ geht die Curve in eine Parabel über, deren Gleichung

$$y' = \frac{\omega^2}{2g}(x^2 - a^2) + l$$

ist. Das Glied $\sqrt{l^2 - (x-a)^2}$ stellt eine Kreisordinate dar.

Die Ordinaten der astatischen Curve setzen sich demnach zusammen aus Parabelordinaten und Kreisordinaten, was für die graphische Construction der Curve sehr bequem ist.

Der Kugel ist die Bahn durch den Mechanismus vorgeschrieben. Je mehr die Bahn mit der astatischen Curve zusammenfällt, desto kleiner wird für einen bestimmten Ausschlag die Größe der totalen Geschwindigkeitsänderung sein. Da nun aber für das Steigen des Regulators das +, für das Fallen das — Vorzeichen von K gilt, so folgt, daß in beiden Fällen die Annäherung an die Astasie verschieden ist; wenn der Widerstand groß ist, so kann bei passender Wahl von G und P der Fall leicht eintreten, daß der Regulator für den Aufgang sehr nahe astatisch, für den Niedergang stark astatisch ist. Ferner zeigt die Gleichung, daß die Annäherung an die Astasie sich ändert, wenn die Gewichte geändert werden. In einem der folgenden Abschnitte werden wir uns somit die Aufgabe zu stellen haben, für einen in seinen Dimensionen und Verhältnissen gegebenen Regulator das Verhältniß von Kugel und Gegengewicht so zu bestimmen, daß die Annäherung an die Astasie möglichst groß werde.

Zunächst handelt es sich aber um eine zweckmäßige Bestimmung der Bahn, die durch den Mechanismus der Kugel vorzuschreiben ist und möglichst nahe mit der astatischen Curve zusammenfällt. Am genauesten würde man verfahren, wenn man sich für die mittlere Lage des Regulators ein bestimmtes Verhältniß von $\frac{G}{P}$ den Krümmungsradius der astatischen Curve aus deren Gleichung bestimmen würde. Indem man den Krümmungskreis innerhalb eines bestimmten Ausschlagswinkels für die astatische Curve substituirt und in demselben die Kugel schwingen läßt, würde man die Differenz der Geschwindigkeiten, welche den Grenzlagen entsprechen, auf ein Minimum herabgezogen haben. Die analytische Berechnung des Krümmungsradius ist indeß zu schwierig. Wollte man sie durchführen, so würden doch die Folgerungen der nöthigen Durchsichtigkeit ermangeln. Auch wäre man genöthigt, von vornherein sich für ein bestimmtes Verhältniß $\frac{G \pm K}{P}$ zu entscheiden. Für die praktische Construction pseudoastatischer Regulatoren ist es viel zweckmäßiger, nicht weiter die complicirte Gleichung der astatischen Curve zu benutzen, sondern von der ursprünglichen Definition auszugehen, daß ein Regulator astatisch ist, wenn in der Grundgleichung

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{1}{h'} + \frac{G \pm K}{P} . \frac{1}{h''}$$

der Werth $\frac{\omega^2}{g}$ für alle Lagen constant ist.

VI. Näherungsverfahren behufs pseudoastatischer Aufhängung des Regulators.

Wenn wir einen Regulator rhombisch aufhängen, d. h. den beweglichen Arm so lang machen, wie den festen, den festen

und losen Drehpunkt über einander in dieselbe Entfernung von der Rotationsachse legen, und in dem gemeinschaftlichen Drehpunkt die Kugel anbringen, wie Fig. 12 zeigt, so werden die in den frühern Abschnitten hergeleiteten Gleichungen wesentlich einfacher, da $B\mathfrak{P} = \frac{1}{2} A\mathfrak{P}$ ist, folgt $p = \frac{b}{2}$. Nun ist aber nach Gleichung (3) und (4) unter II

$$h' = \frac{rc}{p} \text{ und } h'' = \frac{rc}{b}.$$

In unserm Falle also

$$h' = \frac{2rc}{b} \text{ oder}$$

$$h' = 2h''.$$

Die Gleichung

$$\frac{\omega_0^2}{g} = \frac{1}{h'} + \frac{G}{P} \cdot \frac{1}{h''}$$

geht daher über in

$$\frac{\omega_0^2}{g} = \frac{1}{h'}\left(1 + \frac{2G}{P}\right).$$

Einem andern Werth h_1' entspricht die Geschwindigkeit ω_1

$$\frac{\omega_1^2}{g} = \frac{1}{h_1'}\left(1 + \frac{2G}{P}\right).$$

Figur 12.

Beide Gleichungen durch einander dividirt giebt

$$\frac{\omega_0^2}{\omega_1^2} = \frac{h_1'}{h'} = \left(\frac{n}{n_1}\right)^2.$$

Man nennt auch wohl h' und h_1' die den beiden Lagen entsprechenden Pendelhöhen und hat für die rhombische Aufhängung den bekannten Satz: *die Pendelhöhen verhalten sich umgekehrt wie die Quadrate der Umdrehungszahlen.* Diese sehr einfache Beziehung eignet sich im hohen Grade, zeichnerisch die höchste Gleichgewichtslage eines rhombisch aufgehängten Regulators zu finden, wenn die unterste Gleichgewichtslage und die Größe der Geschwindigkeitsänderung durch das Verhältniß $\frac{n_1}{n_0}$ gegeben ist. Es sei für den Aufgang in der Figur 3, Tafel 13 u. 14 die der Umdrehungszahl n_1 entsprechende neue Lage A B' C' des Regulators gefunden, wobei wir voraussetzen, daß die Kugel im beweglichen Drehpunkt B befestigt sei.

Bei einer bestimmten Wahl der Gewichte G und P und gegebenem Widerstand K würde sich aus der Gleichung

$$\frac{\omega_0^2}{g} = \frac{1}{h'}\left(1 + \frac{2(G + K)}{P}\right)$$

die kleinere Winkelgeschwindigkeit ω_0 und hieraus die Umdrehungszahl n_0 ermitteln lassen.

Bei Herleitung der allgemeinen Gleichung (1) unter I.

$$G = \frac{P}{b}\left(\frac{\omega^2 . rc}{g} - p\right)$$

war es ganz gleichgültig, wo der feste Drehpunkt A lag; nur die Richtung der sich drehenden Stange A B wurde fixirt. Die Gleichung gilt, wohin man auch den festen Drehpunkt in der Richtung der Stange verschieben mag. Gesetzt nun, man wollte einen Regulator construiren, dessen Hülse bei *derselben Geschwindigkeitsänderung* einen etwa *doppelt so großen Weg* zurücklegt, als der Regulator in rhombischer Aufhängung, so wäre *die Annäherung an die Astasie bei letzterem doppelt so groß*. Wir schlagen zu dem Ende folgendes Verfahren ein.

Man beschreibe um C_1, die höchste Stellung der Hülse des neuen Regulators, einen Kreis mit der Stangenlänge l; derselbe wird die Verlängerung der Verbindungslinie B B' in B_1 treffen. Wäre nun der Drehpunkt A_1 für den neuen Regulator so gewählt, daß er für das Gewicht P das halbe Gegengewicht G, den halben Widerstand K und die Umdrehungszahl n_1 in der Lage $A_1 B_1 C_1$ im Gleichgewicht bleiben würde, so müßte für dieselbe unsere Grundgleichung

$$G + K = \frac{P}{b_1}\left(\frac{\omega_1^2 r_1 c_1}{g} - p_1\right)$$

erfüllt sein, worin b_1, c_1, p_1 die von dem noch zu construirenden Pol $\mathfrak{P}_1$ der neuen Lage $B_1 C_1$ auf die 3 Kraftrichtungen gefällten Lothe sind. Der neue Pol $\mathfrak{P}_1$ liegt auf der durch C_1 gezogenen Horizontalen, folglich sind r_1, c_1 bekannte Größen. Aus der Figur folgt $p_1 = a + b_1 - r_1$, dies eingesetzt und b_1 entwickelt giebt:

$$b_1 = \frac{\frac{\omega_1^2 r_1 c_1}{g} - a + r_1}{\frac{G + K}{P} - 1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

Durch diese Gleichung finden wir den Abstand des neuen Pols $\mathfrak{P}_1$ vom Punkte C_1 die Verbindungslinie $\mathfrak{P}_1 B_1$ trifft die Verlängerung der Stange A B in A_1.

Diese Construction ist nur näherungsweise richtig, da die Bedingung, daß B_1 nach einer Drehung um A_1 nach B gelangt, in derselben nicht enthalten ist. Man muß sich daher zeichnerisch überzeugen, ob dies annähernd der Fall ist. Ferner empfiehlt es sich, für die Endlagen und einige Mittellagen den Werth $\frac{\omega^2}{g} = \frac{1}{h'} + \frac{G}{P} \cdot \frac{1}{h''}$ zu berechnen und denselben als horizontale Ordinate über dem Wege aufzutragen, den die Hülse zurücklegt (wie dies in Fig. 2, Taf. 13 u. 14, geschehen ist). Je weniger die erhaltene Curve von der Verticalen abweicht, desto vollständiger ist die Annäherung an die Astasie. Nothwendige Bedingung ist, daß die Curve stets im positiven Sinne wachsende Ordinaten hat. Es sind im Folgenden, auf Grund der in den vorangegangenen Kapiteln

aufgestellten Gesetze, die Constructionen einiger Regulatoren angegeben, die weniger als Normalconstructionen zu betrachten sind, vielmehr dazu dienen sollen, die bis dahin entwickelte Methode dem Verständniß näher zu führen.

Construction des Regulators I.

Es soll ein pseudoastatischer Regulator construirt werden und sind die im Voraus zu bestimmenden Größen durch Verhältnißzahlen gegeben (s. Fig. 4, Taf. 13 und 14).

Die Länge der Stange BC sei l, die Entfernung des beweglichen Drehpunktes von der Drehachse sei $a = \frac{l}{6}$. Der Winkel α, den l in der tiefsten Stellung mit der Verticalen bildet, sei durch die Gleichung

$$\sin\alpha = {}^1/_3 \text{ bestimmt.}$$

Die Entfernung des festen Drehpunktes A von der Achse $= {}^3/_2 a$, endlich die Länge der Stange $AB = {}^3/_4 l$. Die Hülse soll den Weg $s = 0{,}4\, l$ zurücklegen, dadurch ist die oberste Stellung des Regulators vollkommen bestimmt.

Nach den früher angegebenen Methoden sind nun für 8 aufeinanderfolgende Lagen die Werthe h′, h″ bestimmt. Dabei wurde l = 300 Millim. angenommen und die Construction in ½ natürlicher Größe ausgeführt. Es ergaben sich die Werthe:

Tabelle I.

No.	h′	h″	$\frac{1}{h'}$	$\frac{1}{h''}$	$\frac{2\omega^2}{g}$
1	212	107	0,00472	0,00935	0,00939
2	217	104	0,00460	0,00962	0,00941
3	221	101	0,00452	0,00985	0,00944
4	224	98	0,00446	0,01015	0,00953
5	226	95	0,00442	0,01053	0,00968
6	227	92	0,00440	0,01087	0,00983
7	228	88	0,00439	0,01136	0,01007
8	227	84	0,00440	0,01190	0,01035

h′ und h″ sind in Millim. gemessen. Die wahren Werthe sind 2h′ und 2h″.

Setzt man die in der Tabelle enthaltenen numerischen Werthe nach einander in die Gleichung

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{h'} + \frac{G \pm K}{P} \cdot \frac{1}{h''}\right)$$

ein, so findet man für bestimmte Werthe von $\frac{G \pm K}{P}$ die zugehörigen Geschwindigkeiten ω. Man kann sich nun leicht überzeugen, daß wenn $\frac{G \pm K}{P} < {}^4/_9$ gewählt wird, in der Tabelle an 2 Stellen gleiche Werthe von $\frac{\omega^2}{g}$ erscheinen, d. h. der vorliegende Regulator würde mit diesen Gewichtsverhältnissen in 2 verschiedenen Lagen bei derselben Geschwindigkeit im Gleichgewicht sein. Zwischen beiden würde also eine labile Gleichgewichtslage existiren; das darf nicht sein. Es läßt sich nachweisen, daß, wenn das Gesammtgewicht der Massen ein bestimmt gegebenes ist, der Werth $\frac{G + K}{P} = \frac{1}{2}$, wofür wir mit Rücksicht auf etwaige Ungenauigkeiten im Abmessen der Dimensionen den Werth

$$\frac{G - K}{P} = \frac{1}{2} \quad \ldots\ldots \quad (13)$$

wählen, derjenige ist, welchen wir zweckmäßiger Weise einzuführen haben. Nennen wir das Gesammtgewicht der Massen 2Q, so ist $Q = G + P$,

$$\text{woraus } \frac{G - K}{P} = \frac{Q}{P} - 1 + \frac{K}{P} \text{ und}$$

$$\frac{G}{P} = \frac{Q}{P} - 1 \text{ folgt.}$$

Dies in Gleichung (11) eingesetzt, giebt

$$\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 = \varphi^2 = \frac{440 + 1190\left(\frac{G}{P} - 1 + \frac{K}{P}\right)}{472 + 935\left(\frac{Q}{P} - 1\right)}$$

$$\varphi^2 = \frac{1190\,Q - 750\,P + 1190\,K}{935\,Q - 463\,P}.$$

Wählen wir nun ein kleineres Kugelgewicht P_1, so daß $P_1 < P$ ist, so entspricht dem Werthe P_1 ein neuer Werth φ_1 und wir haben die analoge Gleichung

$$\varphi_1^2 = \frac{1190\,Q - 750\,P_1 + 1190\,K}{935\,Q - 463\,P_1}.$$

Beide Gleichungen von einander subtrahirt giebt

$$\varphi_1^2 - \varphi^2 = \frac{(P_1 - P)(550970\,K - 150280\,Q)}{935\,Q\,(935\,Q - 463(P + P_1)) + 214369\,PP_1},$$

Das erste Glied des Nenners ist stets positiv, somit auch der ganze Nenner. Der Factor von $(P_1 - P)$ im Zähler ist negativ, da K den Werth $\frac{Q}{3{,}7}$ nie erreicht.

Es folgt daher, daß, wenn $P_1 - P$ negativ, $\varphi_1^2 - \varphi^2$ positiv ist:

Von zwei Regulatoren, welche dasselbe Gesammtgewicht haben, wird derjenige mit schwereren Kugeln und leichterem Gegengewicht eher seine oberste Lage einnehmen als der andere.

Als Folgerung ergiebt sich, daß, wenn beide Regulatoren innerhalb derselben Geschwindigkeitsänderung $\frac{n_1}{n_0}$ in ihre obere Lage gelangen, der-

jenige mit schwereren Kugeln und leichterem Gegengewicht ein geringeres Gesammtgewicht der Massen besitzt.

Das Verhältniß der größten Geschwindigkeit zur kleinsten $\left(\frac{n_1}{n_0}\right)$ bestimmt sich, wenn wir in die allgemeine Gleichung für $\frac{\omega^2}{g}$, aus der Tabelle I, die den Lagen 1 und 8 entsprechenden Werthe für h' und h'' einsetzen.

Für den **Aufgang des Regulators** ist dieses Verhältniß bestimmt durch die Gleichung:

$$\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 = \frac{440 + 1190.\frac{G+K}{P}}{472 + 935.\frac{G}{P}} \quad . \quad . \quad . \quad (11)$$

Ist das Uebersetzungsverhältniß zwischen Regulator und Maschine $= m$, so ist $\omega_0 = \frac{\pi . m n_0}{30}$; diesen Werth in die Hauptgleichung

$$\frac{\omega_0^2}{g} = \frac{150}{l}\left(0{,}00472 + 0{,}00935\,\frac{G}{P}\right)$$

eingesetzt, giebt

$$m = \frac{9{,}5}{n_0}\sqrt{\frac{6945{,}5 + 13758{,}5\,\frac{G}{P}}{l}} \quad . \quad . \quad (12)$$

Der Werth l ist in Millim. einzuführen.

Für den **Niedergang** gestalten sich die Gleichungen ein wenig anders, doch sind die Abweichungen wegen der Kleinheit des Werthes K so gering, daß wir, wie hier, so auch in der Folge, die bezüglichen Gleichungen für den Aufgang des Regulators als maaßgebend betrachten werden. Die eigentliche Minimalgeschwindigkeit tritt beim Niedergang des Regulators ein; doch ist die Bedeutung der Minimalgeschwindigkeit beim Aufgang faßlicher.

Führen wir nun in die Gleichung (11) und (12) die Bedingung $\frac{G-K}{P} = \frac{1}{2}$ ein, so erhalten wir die Gleichungen

$$P = K\,\frac{2{,}54 - \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2}{\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1{,}1}, \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

$$m = \frac{1117}{n_0}\sqrt{\frac{1 + \frac{K}{P}}{l}} \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

Beispiel 4.

Es soll ein Regulator für eine Dampfmaschine construirt werden, für welche der auf die Hülse reducirte Reibungswiderstand des Stellzeugs auf 1 Kilogr. abgeschätzt ist. Also $K = 0{,}5$ Kilogr. Ferner sollen die äußersten Grenzen, zwischen welchen die Maschinengeschwindigkeit schwankt, gegeben sein durch das Verhältniß $\frac{n_1}{n_0} = 1{,}1$. Nach Gleichung (14) ist somit

$$P = 0{,}5\,\frac{2{,}54 - 1{,}21}{1{,}21 - 1{,}1} = 6 \text{ Kilogr.}$$

Eine gußeiserne Kugel von 6 Kilogr. Gewicht hat ungefähr einen Durchmesser von 120 Millim. Der Werth G bestimmt sich aus der Bedingungsgleichung (13)

$$\frac{G-K}{P} = \frac{1}{2}$$

$$\frac{G}{P} = \frac{1}{2} + \frac{0{,}5}{6}, \qquad G = 3{,}5.$$

Mithin wiegt das Gegengewicht 7 Kilogr. Die Maschinengeschwindigkeit sei gegeben durch $n_0 = 60$, dann ist, da $\frac{n_1}{n_0} = 1{,}1$, $n_1 = 66$ ist, nach Gleichung (15)

$$m = \frac{1117}{60}.\sqrt{\frac{1 + \frac{0{,}5}{6}}{l}}.$$

Wir wählen, da wir es nur mit kleinen Gewichten zu thun haben, $l = 200$ Millim., also ist

$$m = 1{,}37.$$

Der Regulator würde somit in beiden Grenzstellungen $60 . 1{,}37 = 82{,}2$ und $66 . 1{,}37 = 90{,}4$ Umdrehungen pro Minute machen.*)

In Fig. 4, Tafel 13 u. 14 ist noch die constructive Anordnung des Gegengewichtes gezeichnet. Man wird zweckmäßig den untern Theil des Gegengewichtes als Urne construiren und durch Nachfüllen mit Bleischrot das Gewicht auf 7 Kilogr. bringen. Der obere Theil des Gegengewichtes ist bei x auf die Urne gesetzt.

Der eben berechnete Regulator I. würde sich für kleinere Maschinen wohl eignen.

Construction des Regulators II.

Wir können das Gesammtgewicht des Regulators mit Beibehaltung desselben Ungleichförmigkeitsgrades noch erniedrigen, wenn wir die Kugel nicht in B, sondern weiter unten in D an der Stange befestigen, wie Fig. 5, Taf. 13 u. 14 zeigt.

*) Sowohl hier als in den späteren Beispielen sind für K und $\frac{n_1}{n_0}$ verhältnißmäßig große Werthe angenommen, um den Unterschied der Wirkungsweise verschieden construirter Regulatoren recht deutlich hervortreten zu lassen. In einem späteren Kapitel werden die geeigneten Werthe für K und $\frac{n_1}{n_0}$ gegeben werden.

Wir wählen als passendes Verhältniß $\frac{AD}{AB} = \frac{l_1}{l_2} = \frac{4}{3}$.
Alle übrigen Verhältnisse, sowie die Grenzlagen bleiben.

Für 8 Zwischenlagen ergaben sich für Berechnung des Werthes

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{1}{h'} + \frac{G}{P} \cdot \frac{l_2}{l_1} \cdot \frac{1}{h''}$$

(vergl. Gleichung (5*) unter II) folgende Werthe von h′, h″, wobei $l = 300$ Millim. angenommen und die Zeichnung in $\frac{1}{2}$ natürlicher Größe ausgeführt war.

Tabelle II.

No.	h'	h''	$\frac{1}{h'}$	$\frac{1}{h''}$	$\frac{2\omega^2}{g}$
1	318	160	0,00314	0,00625	0,004004
2	322	154	0,00311	0,00649	0,004037
3	325	149	0,00308	0,00671	0,00404
4	327	143	0,00306	0,00699	0,00405
5	327,6	138	0,003054	0,00725	0,004089
6	327,7	132,5	0,003053	0,00755	0,00413
7	327	127	0,00306	0,00787	0,00418
8	325,5	121	0,003075	0,00826	0,00424

h′ und h″ sind in Millim. gemessen.

Damit die Werthe $\frac{2\omega^2}{g}$ stetig zunehmen, muß man $\frac{G}{P} \cdot \frac{l^2}{l_1} \geq \frac{1}{7}$ wählen.

Für $\frac{G}{P} \cdot \frac{l_2}{l_1} = \frac{1}{7}$ sind die Werthe $\frac{2\omega^2}{g}$ in der Tabelle zusammengestellt.

Für den Aufgang des Regulators erhalten wir die Gleichungen, wenn wir die Werthe h′ und h″ der beiden Grenzlagen 1 und 8 in die allgemeine Gleichung einsetzen.

$$\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 = \frac{307{,}5 + 619\,\frac{G+K}{P}}{314 + 469\,\frac{G}{P}} \quad . \; . \quad (16)$$

und

$$m = \frac{9{,}55}{n_0}\sqrt{\frac{1}{l}\left(4580{,}5 + 6897{,}6\,\frac{G}{P}\right)}. \quad (17)$$

Auch hier ist es, wie die Gleichung zeigt, durchaus vortheilhaft, den kleinsten Werth für $\frac{G+K}{P}$ einzuführen.

Wir führen somit die Bedingungsgleichung

$$\frac{G-K}{P} \cdot \frac{l_2}{l_1} = \frac{1}{6} \quad . \; . \; . \; . \quad (18)$$

ein, mit Rücksicht auf die Fehler beim Abgreifen der Dimensionen h′ und h″.

Es ist

$$\frac{G-K}{P} = \frac{1}{6} \cdot \frac{4}{3} = \frac{2}{9}$$

$$\frac{G+K}{P} = \frac{2}{3} + \frac{2K}{P} \text{ und}$$

$$\frac{G}{P} = \frac{2}{9} + \frac{K}{P}, \text{ mithin}$$

$$\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 = \frac{445{,}2P + 1239.K}{418P + 469K}, \text{ woraus}$$

$$P = K\,\frac{2{,}96 - 1{,}12\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2}{\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1{,}07} \text{ folgt.} \quad . \; . \quad (19)$$

$$m = \frac{750}{n_0}\sqrt{\frac{1 + 1{,}12\,\frac{K}{P}}{l}} \quad . \; . \; . \; . \quad (20)$$

Beispiel 5. Wir nehmen den Widerstand etwas größer an $= 2$ Kilogr., so daß $K = 1$ ist, ferner $\frac{n_1}{n_0} = 1{,}1$ und $l = 300$ Millim. Aus Gleichung (19) folgt dann

$$P = 11{,}5.$$

Jede Kugel wiegt 11,5 Kilogr. Aus der Bedingungsgleichung (18) $\frac{G-K}{P} = \frac{2}{9}$ folgt $G = 3{,}56$.

Das Gegengewicht wiegt 7,12. Ist auch hier die kleinste Umdrehungszahl der Maschine $n_0 = 60$ gegeben, so folgt aus Gleichung (20)

$$m = 0{,}75.$$

Da dieser Regulator andern gegenüber bei gleichem Gesammtgewicht ein größeres Arbeitsvermögen besitzt, bei demselben auch leichter schwerere Kugeln anzubringen sind, so eignet er sich für größere Maschinen. Da das Gegengewicht ziemlich leicht ausfällt, so ist er dem Kley'schen Regulator nahe verwandt, derselbe entsteht bekanntlich (siehe Civiling. 1858) aus dem Watt'schen, wenn man die Arme kreuzt und den kleinsten Ausschlagswinkel φ aus der Gleichung $\sin\varphi = \sqrt[3]{\frac{a}{l}}$ bestimmt, worin a die Entfernung des obern Aufhängepunktes A von der Achse und l die Länge der Stange bis zum Mittelpunkt der Kugel bedeutet. Nach unserer Zeichnung ist das Verhältniß $\frac{a}{l} = \frac{15}{180} = \frac{1}{12}$, mithin $\sin\varphi = 0{,}44$ oder $\varphi = 26^\circ 20'$. Einen kleinern Winkel als diesen darf man nicht wählen, weil sonst der Regulator innerhalb seines gegebenen Ausschlags ein labiles Gleichgewicht besitzen würde. Aus unserer Tabelle ersehen wir, daß für die sechste Lage h′ ein Maximum ist. Da nun, wenn

das Gegengewicht gleich 0 ist, $\frac{\omega^2}{g} = \frac{1}{h'}$ ist, so würde von 1 bis 6 die Geschwindigkeit abnehmen, von 6 aufwärts aber zunehmen. Ersteres darf nicht eintreten. Der Lage 6 entspricht aber nach der Zeichnung ein Winkel von 27°, der nahezu der oben Berechnete ist. Aus diesem Vergleich erkennt man deutlich den Einfluß des Gegengewichtes auf die Größe des kleinsten zulässigen Ausschlagswinkels.

VII. Gesetz der Verlegung des festen Drehpunktes.

Bei den unter I aufgestellten Gleichungen zur Bestimmung des Gleichgewichts der Kräfte ist keine Voraussetzung gemacht über die Art und Weise, durch welche die Kugel gezwungen ist, in einer bestimmten Bahn sich zu bewegen. Es wurde nur die Bedingung eingeführt, daß ein unveränderliches System gezwungen sei, sich mit zweien seiner Punkte in bestimmten Bahnen zu bewegen; wie dies constructiv ausgeführt wird, ist ganz gleichgültig.

Es existirt nun eine sehr interessante Abhängigkeit unter den **Krümmungsradien** resp. den **Krümmungsmittelpunkten** der Bahnen, welche die einzelnen Punkte eines ebenen in sich unveränderlichen Systems bei einer bestimmt vorgenommenen Bewegung beschreiben. Wir müssen freilich hierbei nur eine **unendlich kleine** Verrückung der bewegten Figur in ihrer Ebene uns vorgenommen denken, weil nur dann mathematisch genau die von den Punkten beschriebenen Bahnen mit den Krümmungskreisen derselben zusammenfallen.

In unmittelbarem Zusammenhang mit dem unter I angeführten Satz der kinematischen Geometrie, betreffend die Größe und Richtung der Geschwindigkeiten der einzelnen Punkte, steht der Satz, daß die Normalen zu den Bahnelementen, welche die Punkte des Systems bei ∞ kleiner Verrückung beschreiben, sämmtlich durch den Pol $\mathfrak{P}$ gehen. Letzterer wird bekanntlich construirt, indem man (siehe Fig. 13) auf den, von 2 Punkten C und B beschriebenen Bahnen Normalen errichtet. Der Schnittpunkt derselben ist der augenblickliche Drehungspunkt des bewegten Systems oder auch kurz „Pol" genannt. Der nach einem beliebigen Punkte P des Systems vom Pol ausgezogene Strahl steht senkrecht auf dem Bahnelement, welches P bei ∞ kleiner Verrückung beschreiben würde. Auf derselben muß also auch der Krümmungsmittelpunkt der Bahn von P liegen. Es seien C_1 und B_1 die Krümmungsmittelpunkte der von C und B beschriebenen Bahnen. Wir setzen die Strecken $C\mathfrak{P} = R$ und $C_1\mathfrak{P} = R_1$, bezüglich $B\mathfrak{P} = R'$ und $B_1\mathfrak{P} = R_1$, dann lassen sich auf den Strahlen $\mathfrak{P}C$ und $\mathfrak{P}B$, resp. deren Verlängerungen, zwei Punkte D und D' bestimmen, deren Lage, wenn man die Abstände $\mathfrak{P}D$ und $\mathfrak{P}D'$ mit L und L' bezeichnet, aus den Gleichungen

$$\frac{1}{L} = \frac{1}{R} \pm \frac{1}{R_1} \text{ und } \quad \ldots\ldots \quad (21)$$

$$\frac{1}{L'} = \frac{1}{R'} \pm \frac{1}{R_1'}, \quad \ldots\ldots \quad (22)$$

Figur 13.

berechnet werden können. Welches Vorzeichen zu wählen ist, muß in jedem einzelnen Falle entschieden werden. Erstrecken sich die Abstände R und R_1 nach derselben Seite von $\mathfrak{P}$, so gilt das — Vorzeichen, erstrecken sie sich nach verschiedenen Seiten, so gilt das + Vorzeichen. Legt man nun durch die so bestimmten Punkte D und D' und den Pol $\mathfrak{P}$ einen Kreis und zieht durch den beliebig gewählten Punkt P und den Pol eine Gerade, auf welcher der Kreis eine Sehne abschneidet, deren Länge l sei, so besteht auch hier die Beziehung

$$\frac{1}{l} = \frac{1}{r} \pm \frac{1}{r_1}, \quad \ldots\ldots \quad (23)$$

worin r der Abstand des Punktes P vom Pol und r_1 der Abstand des Krümmungsmittelpunktes P_1 der Bahn, die P beschreibt, vom Pol ist.

Die Summe resp. Differenz $r \pm r_1$ ist der zugehörige Krümmungsradius. Derselbe läßt sich also für jede Bahn, die irgend ein Punkt des Systems beschreibt, in jedem Augenblick hierdurch berechnen.

Wählt man einen Punkt P, der auf der Peripherie des vorhin construirten Kreises liegt, so beschreibt derselbe ein Bahnelement, dessen Krümmungsradius ∞ groß ist. Die Curve der das Bahnelement angehört, würde an dieser Stelle einen Wendepunkt haben. Weil alle Punkte dieses Kreises diese Eigenschaft haben, so heißt dieser Kreis: „Der Wende-

kreis für die augenblickliche Bewegung des ebenen Systems. Es ist nicht der Zweck der vorliegenden Arbeit, den theoretischen Beweis dieser interessanten Beziehung und der Existenz dieses von Bresse entdeckten Kreises zu führen.*)

Wir gehen nun zur praktischen Anwendung der theoretischen Sätze über und werden zeigen, wie man mit Hülfe derselben im Stande ist, beliebig die Aufhängung eines bereits construirten Regulators anders anzuordnen, ohne wesentlich die bereits erkannte Wirkungsweise desselben zu verändern.

Wir legen der folgenden Construction den ersten unter VI construirten Regulator unter, der in Fig. 4, Tafel 13 und 14 gezeichnet ist; die daselbst gewählten Verhältnisse behalten wir bei.

Von der beweglichen Stange CB (Fig. 6, Taf. 13 u. 14), mit welcher wir uns eine unveränderliche, aber beliebig gestaltete Figur verbunden denken, sind zwei Punkte B und C gezwungen, sich in bestimmten Bahnen zu bewegen, und zwar B in einem Kreise um A und C in einer Verticalen. Der Schnittpunkt der zu diesen beiden Bahnen errichteten Normalen ist der Pol für die augenblickliche Bewegung der Figur BC. Der Krümmungsmittelpunkt der Bahn von B ist A. Der Krümmungsmittelpunkt der Bahn von C liegt im ∞.

Ferner setzen wir

$$\mathfrak{P}B = R \quad \mathfrak{P}A = R_1,$$
$$\mathfrak{P}C = R' \text{ und } R_1' = \infty.$$

Die beiden Hauptgleichungen (21) und (22) zur Bestimmung des Wendekreises gehen somit über in

$$\frac{1}{L} = \frac{1}{\mathfrak{P}B} - \frac{1}{\mathfrak{P}A} \text{ und}$$
$$\frac{1}{L'} = \frac{1}{\mathfrak{P}C}.$$

Wenn wir den Ausschlagwinkel der Stange AB, welcher ungefähr 10^0 beträgt, halbiren, so finden wir die mittlere Lage des Regulators. C_1, C_2 resp. B_1, B_2 bestimmen die beiden Grenzlagen, deren untere durch die früher getroffene Annahme $\sin\alpha = \frac{1}{3}$ und deren obere durch die Annahme $s = 0{,}41$ bestimmt ist. In Fig. 6, Taf. 13 u. 14, ist $l = 300$ Millim. angenommen und die Zeichnung in $\frac{1}{5}$ natürlicher Größe ausgeführt.

*) Die Herleitung dieses Satzes findet man unter Anderm in dem neuen Werke von Schell: „Theorie der Bewegung und Kräfte." Die Originalabhandlung von Bresse findet sich im Journal de l'école polytechn. T. XX, p. 104, a. 1853 und ist betitelt: Memoire sur un théorème nouveau concernant les mouvements plans et sur l'application de la cinématique à la détermination des rayons de courbure.

Setzen wir zur Bestimmung des Werthes L $\mathfrak{P}B = 56{,}4$ Millim. und $\mathfrak{P}A = 191{,}4$ Millim. ein, so folgt

$$L = 80 \text{ Millim.} = \mathfrak{P}D.$$

Durch die 3 Punkte $DC\mathfrak{P}$ geht der Wendekreis, der somit vollkommen bestimmt ist.

Wir denken uns zunächst eine unendlich kleine Verrückung vorgenommen und wollen mit Hilfe des Wendekreises den Krümmungsradius der Bahn bestimmen, die ein beliebig gewählter, aber fest mit AB verbundener Punkt beschreibt. Würden wir diesen Punkt auf der Strecke CB wählen, so würde der zugehörige Krümmungsmittelpunkt ebenfalls auf die andere Seite der Achse fallen.

Zum Punkte E würde z. B. der Krümmungsmittelpunkt in E_1 liegen. Die Strecke $\mathfrak{P}E_1$ ist nach dem Frühern mittelst der Gleichung

$$\frac{1}{l} = \frac{1}{r} - \frac{1}{r_1} \text{ bestimmt.}$$

$l = \mathfrak{P}G = 83$ Millim. (Sehne des Wendekreises) $r = \mathfrak{P}E = 48$ Millim., also

$$\frac{1}{r_1} = \frac{1}{r} - \frac{1}{l} = \frac{1}{48} - \frac{1}{82},$$
$$r_1 = 114 \text{ Millim.} = \mathfrak{P}E_1.$$

Um nun einen Regulator zu erhalten, der in seiner Wirkung innerhalb eines kleinen Ausschlagwinkels dem Regulator I fast gleich ist, hätten wir nur nöthig den Drehpunkt E_1 in eine feste Verbindung mit der Achse zu bringen, eine Stange von der Länge E_1E daran aufzuhängen und die bewegliche Stange CB drehbar in E zu befestigen. Der Mittelpunkt der Kugel würde unverändert in B bleiben. Für einen ∞ kleinen Ausschlag würde der neue construirte Regulator E_1EC genau ebenso wirken, als der ursprüngliche Regulator ABC. Wir haben es nun in der Praxis nicht mit unendlich kleinen, sondern mit meßbaren Ausschlägen zu thun. Aber die Abweichung, indem man statt der von den einzelnen Punkten beschriebenen Bahnen, deren Krümmungskreise setzt, sobald jene gleichmäßig gekrümmt sind, ist sehr gering. Es ist sehr leicht, sich zeichnerisch zu überführen, wie groß diese Abweichung ist. Wird dies zugegeben, so steht fest, daß diese zweite Art der pseudoastatischen Aufhängung unbedingt vorzuziehen ist, weil die Gesammthöhe des Regulators ungefähr um die Hälfte vermindert wird.

Wir können indeß die Aufhängung für die constructive Ausführung noch praktischer anordnen.

A. Construction des Regulators III.

Es wäre viel gewonnen, wenn man die Kreuzung der Arme vermeiden könnte. Dies geht, da nichts im Wege steht, mit unsern Hilfsmitteln die Aufgabe in umgekehrter Reihenfolge zu lösen. Statt den beweglichen Drehpunkt E anzu-

nehmen und den festen Drehpunkt E_1 zu bestimmen, nehmen wir den letztern an und bestimmen den erstern. Es ist zweckmäßig den festen Drehpunkt in die Achse zu legen, ferner wählen wir die neue Richtung $\mathfrak{P}A_1$ so, daß sie einen um C mit $^2/_3 l$ beschriebenen Kreis tangirt. Nun ist $\mathfrak{P}A_1 = 93{,}5$ Millim., die Sehne $\mathfrak{P}G$ des Wendekreises $= 83$ Millim., mithin ist

$$\frac{1}{\mathfrak{P}E'} = \frac{1}{\mathfrak{P}G} + \frac{1}{\mathfrak{P}A_1} = \frac{1}{83} + \frac{1}{93{,}5},$$

$\mathfrak{P}E' = 44$ Millim.

Der somit bestimmte Punkt E' ist mit den beiden Endpunkten C B der beweglichen Stange fest zu verbinden, der Art, daß man etwa einen Arm nach dem Winkel E E' B formt, in B die Kugel befestigt, C drehbar an die Hülse und E' drehbar an den Arm A' E' befestigt. Die Länge CE' ist $\frac{2}{3} l$ und der normale Abstand des Punktes E' von der Verbindungslinie $CB = \frac{1}{15}$. In der Zeichnung sind die beiden äußersten Lagen gezeichnet, woraus man ersieht, daß B in der That durch diese neue Aufhängung fast genau in dem Kreisbogen um A geführt wird. Die Abweichung in der Lage der augenblicklichen Drehpunkte ist indeß eine größere, da ein sehr geringer Krümmungsunterschied zwischen den Bahnen der Kugel bereits eine merkbare Lagenveränderung der augenblicklichen Drehpunkte hervorruft. Dies ist der Grund, weßhalb man nicht ohne Weiteres die für die ursprüngliche Aufhängungsart des Regulators I gefundenen Gleichungen (14) und (15) und die Bedingungsgleichung betreffend das kleinste Verhältniß der Gewichte für jede neu construirte Aufhängungsart benutzen kann. Es ist daher für die zuletzt angegebene Aufhängungsart dieselbe Untersuchung, wie für die ursprünglich angegebene (Fig. 4, Taf. 13 u. 14) angestellt. Die nachfolgenden Gleichungen beziehen sich auf den in Fig. 7, Taf. 13 u. 14 scizzirten Regulator.

Für 8 in $^1/_2$ natürlicher Größe gezeichneten Stellungen des Regulators ergaben sich die Werthe:

No.	h'	h''	$\frac{1}{h'}$	$\frac{1}{h''}$
1	207	105	0,00483	0,00952
2	215	103	0,00465	0,00971
3	220	101	0,00455	0,00980
4	226	99	0,00442	0,01010
5	225,5	95	0,00443	0,01053
6	224	91	0,00446	0,01099
7	219	86,5	0,00457	0,01156
8	211	82	0,00474	0,01220

h' und h'' in Millim. gemessen.

Die Tabelle zeigt in der Nähe der Grenzlagen eine starke Aenderung der Werthe h', ferner findet man, daß die aus der Gleichung

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{1}{2}\left(\frac{1}{h'} + \frac{G \pm K}{P} \cdot \frac{1}{h''}\right)$$

berechneten Werthe der Geschwindigkeiten im positiven Sinne wachsen für alle Werthe über $\frac{G \pm K}{P} = 1$.

Da nun die im Kapitel IV angestellten Untersuchungen gezeigt haben, daß je größer das Gegengewicht, um so kleiner der totale Hub des Regulators sein muß, ferner nach der Tabelle erhebliche Veränderungen von h' unterhalb der 6. Lage eintreten, so wollen wir zur Herleitung der Gleichungen, die sechste Lage als die höchste annehmen. Der Weg der Hülse zwischen der ersten und sechsten Lage beträgt $s = \frac{4}{15} l$. Die Geschwindigkeitsänderung zwischen diesen beiden Grenzlagen ist für den Aufgang gegeben durch die Gleichung:

$$\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 = \frac{446 + \frac{G + K}{P} . 1099}{483 + \frac{G}{P} . 952} \quad . \quad . \quad (24)$$

Das Uebersetzungsverhältniß zwischen Regulator und Maschine

$$m = \frac{9{,}55}{n_0} \sqrt{\frac{1}{l}\left(7107{,}3 + 14008{,}68 \frac{G}{P}\right)}. \quad (25)$$

Beide Gleichungen vereinfachen sich wesentlich, wenn wir die Bedingung

$$\frac{G - K}{P} = 1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (26)$$

einführen, dann ist

$$P = K \frac{4{,}6 - 2\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2}{3\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 3{,}24}, \quad . \quad . \quad . \quad (27)$$

$$m = \frac{1130}{n_0} \sqrt{\frac{1}{l}\left(1{,}5 + \frac{K}{P}\right)}. \quad . \quad (28)$$

Die specielle Gleichung für den Empfindlichkeitsgrad dieses Regulators leiten wir aus der allgemeinen unter IV gegebenen Gleichung (8)

$$\varepsilon = \frac{K}{2P\left(\frac{h''}{h'} + \frac{G}{P}\right)}$$

her, indem wir die der untersten Lage entsprechenden Werthe h'' und h' einführen. Nach der Tabelle ist sehr nahe $\frac{h''}{h'} = \frac{1}{2}$, somit

$$\varepsilon = \frac{K}{P + 2G}, \text{ oder da}$$

$$\varepsilon = \frac{n' - n_0}{n_0} = \frac{n'}{n_0} - 1 \text{ ist,}$$

$$\frac{n'}{n_0} = \frac{K}{P + 2G} + 1.$$

Das Verhältniß $\frac{h''}{h'}$ ist für jede Lage ein anderes. Der Werth ε ändert sich indeß so wenig, daß wir die für die unterste Lage aufgestellte Gleichung für ε auch für jede Zwischenlage ohne Weiteres benutzen können.

Beispiel 6. Für den in Fig. 5, Taf. 13 u. 14, construirten Regulator wurde in dem bezüglichen Beispiel (5) der Widerstand in der Hülse = 2 Kilogr. angenommen. Der Weg der Hülse betrug, da $l = 300$ Millim. war, 120 Millim.

In unserm Falle ist der Weg $s = \frac{4}{15} l$, also wenn auch hier $l = 300$ Millim. angenommen wird, $s = 80$. Soll in beiden Fällen innerhalb derselben Geschwindigkeitsänderung dieselbe Arbeit geleistet werden, so ist der auf die Hülse reducirte Widerstand $= \frac{2 . 120}{80} = 3$ Kilogr., mithin $K = 1{,}5$ einzuführen.

Nehmen wir ferner dasselbe Verhältniß der Grenzgeschwindigkeiten $\frac{n_1}{n_0} = 1{,}1$ an, so folgt aus beiden Gleichungen (27) und (26)

$$P = 8{,}4 \text{ Kilogr.,}$$
$$G = 10 \text{ Kilogr.,}$$

das Gegengewicht ist also 20 Kilogr. schwer.

Es sei die kleinste Umdrehungszahl der Maschine $n_0 = 60$, dann folgt

$$m = 1{,}4.$$

Der Regulator macht mithin in seiner niedrigsten Stellung 84, in seiner höchsten 92,4 Umdrehungen pro Minute. Sein Unempfindlichkeitsgrad ist

$$\varepsilon = 0{,}053, \text{ also}$$

$$\frac{n'}{n_0} = 1{,}053.$$

Er würde bei 88,45 Umdrehungen der Maschine seine unterste Lage verlassen.

Das Gesammtgewicht der Massen wäre bei diesem Regulator = 36,8 Kilogr., während dasjenige des andern, gleich gutwirkenden Regulators II = 30,12 betrüge. Den Mehrbetrag von 6,7 Kilogr. nimmt man gern in den Kauf gegenüber dem Vortheile, der durch die compakte und einfache Anordnung der Gelenkverbindung für die Construction entsteht.

Bei den drei, bis jetzt berechneten Regulatoren haben wir für den Widerstand 2K 1 Kilogr., 2 Kilogr. resp. 3 Kilogr. angenommen Wie Versuche an verschiedenen Dampfmaschinen gezeigt haben, ist derselbe in der That sehr gering, so daß, wenn für kleinere Maschinen der Widerstand = 1 Kilogr., für größere = 1,5 Kilogr. gesetzt wird, man stets passende Gewichtsverhältnisse aus den aufgestellten Gleichungen erhalten wird.

Bei Wasserrädern und Turbinen ist hingegen der Widerstand, den ein Schützen, dessen Gewicht abbalancirt ist, der Bewegung entgegensetzt, bedeutend größer. Zudem ist der Weg, den derselbe zurücklegt, vom Abschluß bis zur vollen Oeffnung des Wasserzuflusses ebenfalls größer. Soll nun der Regulator den Schützen direct bewegen, so wird man, da der Hülse nur ein verhältnißmäßig kleiner Weg vorgeschrieben ist, den auf die Hülse reducirten Widerstand ziemlich groß annehmen müssen, d. h. genöthigt sein, einen Regulator mit großer Energie zu construiren.

Beispiel 7. Wir setzen den zur Bewegung des Schützens in der Hülse erforderlichen Druck = 12 Kilogr., wonach also $K = 6$ Kilogr. zu setzen wäre. Ferner sei der Weg der Hülse, der sich aus der zu leistenden Arbeit ergibt = 160 Millim. Der Regulator zweiter Art Figur 5, müßte, da $s = 0{,}4 l$ ist, eine Stangenlänge $l = \frac{160}{0{,}4} = 400$ Millim. erhalten. Die Stangenlänge l_2 wäre 900 Millim. Der Regulator würde in seiner untersten Stellung etwa eine Höhe von 1400 Millim. einnehmen. Jede Kugel würde nach Gleichung (19), wenn wir $\frac{n_1}{n_0} = 1{,}1$ setzen, $11{,}5 . 6 = 69$ Kilogramm schwer werden. Das Gegengewicht würde, da $\frac{G - K}{P} = \frac{2}{9}$ sein soll, 42,2 Kilogr. wiegen. Die Gesammtmasse dieses Regulators würde somit $2 . 69 + 42{,}2 = 180{,}2$ Kilogr. wiegen. Das Uebersetzungsverhältniß $m = 0{,}97$, wenn $n_0 = 60$ ist.

Bei weitem günstiger stellen sich die Verhältnisse, wenn wir einen Regulator der dritten Art, Fig. 7, Taf. 13 u. 14, mit der verlangten Energie construiren.

Da der Weg der Hülse bei diesem $s = \frac{4}{15} l$ angenommen wurde, so folgt aus der Gleichung $160 = \frac{4}{15} l$

$$l = 600 \text{ Millim.}$$

Nach Gleichung 19 ist für $\frac{n_1}{n_0} = 1{,}1$

$$P = 6 \left(\frac{4{,}6 - 2{,}42}{3{,}63 - 3{,}24} \right),$$
$$P = 33{,}6 \text{ Kilogr.}$$

und nach Gleichung $\frac{G - K}{P} = 1$

$$G = 39{,}6,$$

mithin wiegt das Gegengewicht 79,2 Kilogr.

Das Gesammtgewicht der Massen beträgt bei diesem Regulator nur 146,4 Kilogr.

Seine kleinste Umdrehungszahl wäre in diesem Fall = 60. Seine Gesammthöhe betrüge 780 Millim., somit ca. $^1/_2$ mal kleiner als diejenige des vorigen Regulators.

Als Specialität entsteht in der größeren Reihe von pseudoastatischen Regulatoren, die wir nach den angebenen Sätzen construiren können:

B. Der elliptische Regulator in pseudoastatischer Aufhängung (Regulator IV).

Die gegebene und an einem Beispiel erläuterte Construction giebt die Mittel an die Hand, die Aufhängung eines in seiner Wirkungsweise bereits als gut erkannten Regulators so zu verändern, daß sie für die praktische Construction der Details am günstigsten ist.

Sollte man es z. B. am zweckmäßigsten halten, den Kugelmittelpunkt nicht durch Kreisbewegung, sondern durch geradlinigte Bewegung zu zwingen, sich möglichst genau in dem Kreisbogen um A zu bewegen, so kann man dieses Problem einfach auf folgende Weise lösen.

Wie früher angeführt, beschreibt jeder Punkt des Wendekreises bei einer unendlich kleinen Verrückung ein Bahnelement, dessen Krümmungsradius ∞ ist. Bei einer endlichen Verschiebung würde die Tangente im Wendepunkt der Bahn letztere bis auf eine gewisse Genauigkeit ersetzen.

So beschreibt zum Beispiel, (s. Fig. 6, Taf. 13 u. 14) der Punkt D eine Bahn, die in der gezeichneten Lage des beweglichen Systems CBD, in welchem übrigens CBD ein starres △ bilden muß, in D einen Wendepunkt hat. Die Tangente MN der Bahn in D würde senkrecht zum Geschwindigkeitsradius PD stehen.

Für die Ausführung hätte man also nur nöthig, das starre Dreieck CBD mit den beiden Endpunkten CD durch Prismenführung zu zwingen, sich in zwei Geraden zu bewegen. Die im dritten Eckpunkt aufgehängte Kugel giebt durch ihre zwangläufige Bewegung diesem Regulator eine Wirkungsweise, die von der bereits erkannten des Regulators I sehr wenig abweicht.

Man kann die gerade Bahn MN auch so wählen, daß sie horizontal zu liegen kommt. Man findet den Punkt, durch welchen sie durchzulegen ist, wenn man durch den Pol eine Vertikale zieht. Dieselbe schneidet den Wendekreis in F; die Horizontale durch F giebt die Bahn M'N', in welcher der dritte Eckpunkt des Dreiecks CBF zwangläufig zu führen ist. In beiden Fällen würde bekanntlich der Kugelmittelpunkt eine Ellipse beschreiben. In der mittlern Lage des Systems wäre der Drehpunkt A der Krümmungsmittelpunkt der Ellipse, die der Punkt B bei fortgesetzter Verschiebung des Systems beschreiben würde. Eine elliptische Bewegung, läßt sich auch zwangläufig hervorbringen durch Kreisbewegung combinirt mit geradliniger Bewegung. Der Punkt H liegt als Schnittpunkt der beiden Geraden MN und M'N' auf dem Wendekreis, ferner ist er der andere Endpunkt des von P aus gezogenen Durchmessers. Wählen wir nun H zum festen Drehpunkt einer Stange, die in der Ebene des beweglichen Dreiecks in einem bestimmten Punkte anzuschließen ist, so ist letzterer kein anderer, als der Mittelpunkt des Wendekreises, denn in der allgemeinen Gleichung (19)

$$\frac{1}{l} = \frac{1}{r} - \frac{1}{r_1}$$

haben wir PH = l, ferner r_1 = PH = l zu setzen, erhalten somit:

$$r = \frac{l}{2}.$$

(Es ist hier l der Durchmesser des Wendekreises.)

In Fig. 8, Taf. 13 u. 14 ist diese elliptische Aufhängung des Regulators gezeichnet, die beiden Arme sind gleich lang, der obere und untere Drehpunkt in demselben Abstand von der Rotationsachse. Man kann diese Anordnung aus der gewöhnlichen rhombischen Aufhängung des Porter'schen Regulators herleiten, indem man, statt die Kugel in den gemeinschaftlichen Drehpunkt beider Arme zu setzen, selbige auf einem besondern Arm befestigt, der unter einem bestimmten Winkel gegen die untere Stange geneigt, und mit dieser fest verbunden ist.

Es ist dieser Regulator in 8 Lagen gezeichnet, die Werthe h' und h'' der in $\frac{1}{2}$ natürlicher Größe angefertigten Zeichnung entnommen und in folgender Tabelle zusammengestellt. (l = 300 Millim.) h' und h'' in Millim.

Tabelle IV.

No.	h'	h''	$\frac{1}{h'}$	$\frac{1}{h''}$
1	209	105	0,00478	0,00952
2	215	104	0,00465	0,00962
3	221	101	0,00452	0,00990
4	226	99	0,00442	0,01010
5	229	96	0,00437	0,01042
6	228	92	0,00439	0,01087
7	224	88	0,00446	0,01136
8	219	83	0,00457	0,01205

Da die Abnahme von h' unterhalb der sechsten Lage bedeutend ist, die Werthe von $\frac{\omega^2}{g}$ indeß erst für Werthe von $\frac{G \pm K}{P} > 1{,}7$ in demselben Sinne sich zu vergrößern

beginnen, so wählen wir aus den bei Regulator III angeführten Gründen den totalen Hub der Hülse $s = \frac{4}{15} l$ und dem entsprechen die Lagen 1 und 6 als die Grenzlagen des Regulators. Hierdurch ergaben sich die Werthe

$$\frac{\omega_1^2}{g} = \frac{1}{2}\left(0{,}00439 + \frac{G+K}{P} . 0{,}01087\right),$$

$$\frac{\omega_0^2}{g} = \frac{1}{2}\left(0{,}00478 + \frac{G}{P} . 0{,}00952\right),$$

wonach also

$$\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 = \frac{439 + \frac{G+K}{P} 1087}{478 + \frac{G}{P} . 952}, \quad . \quad . \quad (29)$$

$$m = \frac{9{,}55}{n_0} \sqrt{\left(7033{,}77 + 14008{,}68 \frac{G}{P}\right) . \frac{1}{l}}. \quad (30)$$

Die zweckmäßigste Bedingung ist auch hier

$$\frac{G-K}{P} = 1{,}1 \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (31)$$

Führen wir diesen Werth ein, so erhalten wir

$$\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 = \frac{1634{,}7 + 2174 . \frac{K}{P}}{1525{,}2 + 952 . \frac{K}{P}},$$

woraus

$$P = K \frac{2{,}28 - \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2}{1{,}6\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1{,}7} \quad . \quad . \quad . \quad (32)$$

und

$$m = \frac{1131{,}6}{n_0} \sqrt{\left(1{,}6 + \frac{K}{P}\right) \cdot \frac{1}{l}} \quad . \quad . \quad (33)$$

folgt.

Der Unempfindlichkeitsgrad dieses Regulators ergiebt sich aus der Gleichung

$$\varepsilon = \frac{K}{2P\left(\frac{h''}{h'} + \frac{G}{P}\right)},$$

wenn wir die der untersten Lage entsprechenden Werthe h'' und h' einführen. Es ist $\frac{h''}{h'}$, wie die Tabelle zeigt, für die Lage 1 sehr nahe $= \frac{1}{2}$, somit ist

$$\varepsilon = \frac{K}{P + 2G}.$$

Auch hier ändert sich ε nur sehr wenig, weswegen wir diese Gleichung als maßgebend für diesen Regulator einführen.

Beispiel 8. Es sei $P = 8$ Kilogr., $K = 1{,}5$, dann folgt aus Gleichung (31),

$$G = 10{,}3 \text{ und}$$

$$\frac{n_1}{n_0} = 1{,}095, \text{ ferner } m = 1{,}45 \text{ (wobei } n_0 = 60$$

gesetzt ist),

$$\varepsilon = 0{,}052 \sim \frac{1}{20}.$$

Vergleichen wir die erhaltenen Werthe mit denjenigen des vorigen Regulators in Beispiel 6, so finden wir nur geringe Abweichungen. Das Gesammtgewicht der Massen beträgt im erstern Falle 36,8 Kilogr., im letztern Falle 36,6 Kilogr.

$\frac{n_1}{n_0}$ und E stellen sich für diesen Regulator etwas kleiner heraus. Die Wirkungsweise beider Regulatoren ist somit fast dieselbe und alle Vorzüge, die wir bei ersterem erwähnten, erstrecken sich ohne Weiteres auf den letztern. Die bezügliche Anordnung des beweglichen Winkels im Mechanismus des Regulators ist mir in verschiedenen Staaten patentirt und hat die **Maschinen- und Armaturfabrik von Julius Blancke & Co. in Merseburg** die Anfertigung der mit III und IV bezeichneten Regulatoren für Deutschland übernommen.

Mehrere Regulatore, welche ich nach diesem System habe ausführen lassen, functionirten sehr gut. Bei einem derselben hatte aus Versehen die Urne nicht das vorgeschriebene Gewicht erhalten. Die Bedingung $\frac{G-K}{P} > 1{,}1$ war nicht erfüllt, in Folge dessen ging die Regulirung der Maschine höchst unvollkommen vor sich. Der Regulator machte statt 88 Touren nur 80. Da bei demselben $P = 7{,}4$ Kilogr., das Gegengewicht, wie sich nachher durch Nachwiegen herausgestellt hat, nur 12,5 Kilogr. wog, somit $G = 6{,}25$ betrug, (K ungefähr $= 0{,}3$ Kilogr.), so war $\frac{G-K}{P} = 0{,}8$ also bedeutend kleiner als 1,1. Als nachher das Gegengewicht 20 Kilogr. schwer gemacht wurde und in Folge dessen die mittlere Tourenzahl auf 92 stieg, ließ die Wirkungsweise des Regulators nichts zu wünschen übrig. Dies ist übrigens eine interessante Bestätigung unserer Theorie, betreffend die Einhaltung einer untern Grenze für das Verhältniß von Kugel und Gegengewicht. Eine vergleichende Prüfung der berechneten Wirkungsweisen wird noch den Gegenstand eines späteren Kapitels ausmachen.

(Fortsetzung folgt.)

Die Eindeichung und Trockenlegung der Caymen-Pablacker Niederung.

Von

Kopka, Civilingenieur in Einbeck.

(Hierzu Doppeltafel 15—16 und Tafel 17 und 18.)

Artikel I. Die Deiche, Canäle und Wehre.

Die Caymen-Pablacker Niederung war vor der Eindeichung ein vom kurischen Haff beherrschter Landstrich, dessen geographische Lage aus der beigefügten kleinen Karte, Fig. 1, und dessen Situationsplan auf Tafel 15—16 verzeichnet ist. Sie liegt auf der Grenze der Kreise Labiau und Königsberg, im Regierungsbezirke Königsberg, und erstreckt sich von der Domäne Caymen bis zum Kurischen Haff in einer Längenausdehnung von fast 2 Meilen, mit einem Gefälle von ca. $5\frac{1}{2}$ Fuß.

Die geographische Lage des Kurischen Haffes und seine bedeutende Längenausdehnung von Nord nach Süden sind Ursache davon, daß sich bei diesem Gewässer die Wirkung starker Winde und Stürme auf das Niveau desselben in so hohem Grade ausprägt, wie es anderswo wohl selten vorkommt. Die in jenen Gegenden häufigen Nordstürme bestreichen am Kurischen Haff eine Wasserfläche von 12 Meilen Länge und bewirken, daß dieselbe an der Südküste sehr häufig 2 Fuß 7 Zoll nach dortigem Pegelmaaß (rheinl. Maaß), in einzelnen Fällen selbst 3 Fuß und mehr über ihr Niveau tritt.

In diesem Falle traten die Fluthen des Kurischen Haffs unmittelbar in die besagte Niederung ein, und setzten die näher am Haff belegenen Landstriche in wenig Stunden unter Wasser, während die mehr landwärts liegenden Theile der Niederung — bei Schulkeim, Duhnau und Caymen — vergleiche Tafel 15—16 weniger unter diesem Rückstau zu leiden hatten.

Dagegen waren dieselben von anderer Seite her so häufig mit Wasserfluthen bedroht, daß trotz ihrer höheren Terrainlage hier keineswegs günstigere Wasserstandsverhältnisse stattfanden, als in den tief belegenen Theilen der Niederung.

Wie aus dem Situationsplan, hervorgeht, wird die Niederung in ihrem unteren Theile von zwei kleinen Flüßchen, der Duhnau'schen Beek und dem Brastgraben, in ihrem obern, schmal auslaufenden Theile dagegen von dem an Zuflüssen reichen Beekflusse allein durchschnitten.

Sobald nun heftige Regengüsse eintraten und der Beekfluß in seinem obern Laufe anschwoll, verhinderte das geringe Gefälle im untern Theile der Niederung die schnelle Auswässerung, und die nothwendige Folge davon war die, daß der Fluß austrat und die vorhin gedachten höheren Punkte der Niederung unter Wasser setzte.

Da nun ferner das vorhin erwähnte geringe Gefälle, schon bei kleinem Rückstau vom Kurischen Haff total aufgehoben wurde, so trat der Fall, daß die höchsten Punkte der Niederung inundirt wurden, überaus häufig ein, und es bot hier die höhere Terrainlage keinen Schutz vor reichlichen Ueberfluthungen.

Somit litt der haffwärts belegene, niedrige Theil der Niederung vorzugsweise unter Rückstaufluthen, der obere, landwärts belegene dagegen vorzugsweise unter Regenfluthen.

Es läßt sich leicht ermessen, wie die Zustände der Niederung bei gleichzeitigen Rückstau- und Regenfluthen waren, und es ist daher nicht überraschend, wenn der zweite Grasschnitt der dortigen Wiesen gewöhnlich — der erste dagegen öfter verloren ging.

Außerdem wurde die Werbung des Futters erschwert und die Qualität desselben verschlechtert. Nach den angestellten Berechnungen war der durch diese ungünstigen Verhältnisse alljährlich hervorgerufene Schaden bei einer Bodenfläche von 11,122 Morgen auf 10,000 Thaler zu veranschlagen. Es waren daher schon im Anfange dieses Jahrhunderts mancherlei Projekte aufgestellt und manche Vorschläge gemacht, die darauf abzielten, diese Uebelstände zu beseitigen, oder sie wenigstens zu mildern; jedoch ließ der Umstand, daß es schwierig

war, genaue Nivellements in der Niederung auszuführen, und sich über das vorhandene Totalgefälle Gewißheit zu verschaffen, — alle diese Pläne als unsicher und für die Ausführung unreif erscheinen.

Der Boden der Niederung war nämlich stellenweise so sumpfig, daß selbst in solchen Augenblicken, wo das Terrain wasserfrei war, es nicht möglich war, mit Instrumenten zu operiren, und nur bei außerordentlich trockenen Jahren mochte es auf kurze Zeit möglich sein, einige Hauptlinien aufzunehmen.

Solche selten vorkommende günstige Momente wurden indessen nicht benutzt, und erst im Jahre 1840 erlangte man durch ein von dem Vermessungs-Revisor Böhm ausgeführtes Nivellement längst dem Beekflusse eine klare Anschauung von dem vorhandenen Gefälle und den sonstigen Terrainverhältnissen der Niederung.

Dieser Nivellementszug ist auf Taf. 15—16, so weit es der Raum derselben gestattet, mit seinen Hauptpunkten abgebildet und sind hier auch die Hauptwasserstände eingetragen. In Bezug auf die letzteren war es von großem Vortheil für den späteren Bau, daß die Wasserstände des Kurischen Haffs seit einer Reihe von 30 Jahren regelmäßig am Pegel zu Labiau beobachtet und notirt waren.

Aus dem Böhm'schen Nivellement ersieht man zunächst, daß das höchste Frühjahrswasser von 1829 in bedeutender Höhe über die Niederung hinweggeht. Der gewöhnliche Frühjahrshaffstand geht bis auf $10\frac{1}{2}$ bis $11\frac{1}{2}$ Fuß am Labiauer Pegel und setzt, wie man leicht durch Nachmessung auf Tafel 15—16 finden kann, die Niederung ebenfalls, mit Ausnahme einiger hohen Stellen bei Willmanns, Julienhöhe und weiter landwärts bei Nautzken und Caymen, total unter Wasser, so daß dieser Landstrich im Frühjahre mehr wie eine Bucht des Kurischen Haffs erscheint und ehedem auch wohl eine solche gewesen sein mag.

Der vorgedachte Nivellementzug macht es auch ferner klar, wie die höher belegenen Theile der Niederung bei Schulkeim, Duhnau und Caymen vorzugsweise durch Regenfluthen zu leiden hatten, denn es ergiebt sich sowohl aus dem Situations- wie aus dem Nivellement-Plane, daß der Beekfluß — ganz abgesehen von dem geringen Gefälle unterhalb — auf der in Rede stehenden Strecke ein unverhältnißmäßig enges Profil besitzt, das schon bei mäßigem Regen bordvoll werden und demnächst auch bald austreten muß.

Das Flußbett besteht hier aus Moorgrund, von dem man meinen sollte, daß er sich durch künstliche oder natürliche Spülung — welche letztere bei Südwind eintreten müßte, indem alsdann die Fluthen des Kurischen Haffs die umgekehrte Bewegung, wie beim Nordsturm, also von der Südküste ab, machen müßten — leicht abtreiben lassen möchte; allein es ist dieser Moorgrund so sehr mit den Wurzeln von Schlingpflanzen, mit alten Baumstubben, Aesten u. s. w. durchzogen, daß er der Spülung widersteht und selbst dem Bagger ernstliche Hindernisse entgegensetzt.

Das ohnehin schon enge Profil bei Caymen, Duhnau bis Schulkeim, wird außerdem zur Sommerzeit durch die erwähnten Schlingpflanzen noch mehr versperrt, da dieselben dort so stark wuchern, daß das eigentliche Flußbett an einzelnen Stellen ganz verwachsen und verlandet war.

Man war daher auch schon vor vielen Jahren genöthigt gewesen, die Strecke von Nr. 0 bis 27 des Nivellementzuges ganz neu aufzugraben. Ebenso war die Strecke von 27 bis 38 zur Zeit des Böhm'schen Nivellements (vergl. den alten Flußlauf) schon so weit verlandet, daß man ein neues Bett von Nr. 27 über 37 bis 38 auszugraben für nöthig befunden hatte.

Diese neuen Bettungen leiden aber ebenfalls an starker Verkrautung und ist die Beschaffenheit des Grundbettes die nämliche, wie bei dem alten Bette. Auf der letztgedachten Strecke, von Nr. 27 bis 38 desselben, befand sich eine Marke mit der Inschrift „letzter Bieberbau vom Jahre 1808", während andererseits die dortige Volkssage berichtet, daß ehedem der Beekfluß ganz frei gewesen sei, und daß größere Fischerkähne auf ihm bis zur sogenannten „Kuhbrücke" (bei Nr. 0 des Nivellements) gelangt seien.

Auffallend erscheint die beträchtliche Tiefe, welche der Beekfluß unterhalb Schulkeim plötzlich annimmt und bis zum Kurischen Haffe beibehält, sowie die vor der Mündung liegende Sandbank, welche im Niveau des kleinsten Wassers der Beek liegend, zur Zeit desselben beinahe ganz trocken ist und der Auswässerung des Flusses nur ein paar kleine Rinnen übrig läßt.

Diese Sandbank diente bei den dortigen sehr primitiven Verkehrsverhältnissen, den dort wohnenden Nachkömmlingen des unter Kestud dem deutschen Orden einst so gefährlichen Litthauer Stammes gewissermaßen zur Brücke über den Beekfluß, auch wenn sie 2 bis $2\frac{1}{2}$ Fuß unter Wasser stand. Es bestand nämlich längs der auf der Karte verzeichneten kleinen Sanddüne ein lebhafter Verkehr zwischen den verschiedenen an der Südküste des Kurischen Haffs liegenden Ortschaften, wobei der Beekfluß in der Art überschritten wurde, daß man ungefähr bei Nr. 76 der jetzigen Dammlinie (Taf. 15—16) rechtwinkelig ins Haff hinein fuhr, wobei man die besagte Sandbank traf, und dann ungefähr bei Nr. 60 wendend, die von Willmanns kommende Sanddüne zu erreichen suchte. In Ermangelung von Wassermarken und bei der Ungewißheit über die Tiefe des über der Sandbank stehenden Wassers, sind hier — namentlich bei starkem Wellenschlage, öfters Unglücksfälle vorgekommen.

Die bedeutende Tiefe im unteren Laufe des Beekflusses scheint keine natürliche zu sein, vielmehr scheint es, nach der Volkssage und anderen Umständen zu schließen, wahrscheinlich, daß man schon früher versucht hat, durch Baggerarbeiten

das Wasser von den, im oberen Theil der Niederung belegenen Wiesen des alten, schon zur Zeit des deutschen Ordens bestehenden Amtes Caymen in die untere Beek herabzuziehen und die Ländereien dadurch zu melioriren.

Das Innere der Niederung besteht aus Wiesen, Heideland, Brüchern und Waldungen. Letztere scheinen früher die ganze Fläche bedeckt zu haben, denn man findet überall und namentlich in den Brüchern eine Menge alter Baumstobben, deren Beseitigung nach erfolgter Eindeichung, noch eine schwierige Aufgabe der Interessenten blieb.

Die Brücher sind theils Moor-, theils Moosbrüche und liegen vornemlich in dem, dem Kurischen Haff zunächst liegenden Theile der Niederung. Die Moorbrüche sind im Innern der Niederung nur 4 bis 5 Fuß, nahe am Haff indessen 18—25 Fuß tief, und haben eine feste Lehmlage zum Untergrunde; sie waren mit Elsen-, Birken- und anderem Strauchwerk bewachsen, und blieb die Rohdung desselben nach erfolgter Eindeichung ebenfalls Sache der Interessenten. Bemerkenswerth sind die beiden in der Niederung liegenden Moosbrüche — die Willmann'sche Heide und die kleine Post — Tafel 15—16.

Beide ragen über das Niveau der Niederung hervor und sind mit Kiefern bewachsen. Sie bestehen aus einer bis 24 Fuß tiefen Moosschicht, die man mit dem Visitir-Eisen so leicht durchfährt, daß es wunderbar erscheint, wie darauf ein ganzer Wald stehen und sich gegen die heftigen Stürme der dortigen Gegend halten kann.

Ein ganz gleiches Moosbruch — jedoch von weit größerer Bodenfläche, circa 2 Quadrat-Meilen — befindet sich nicht weit davon in der Niederung, welche der Memel-Strom nach seiner Theilung in Ruß und Gilge durchströmt. Die Mooslage ist hier ebenfalls circa 24 Fuß tief, jedoch ist dieses, das sogenannte: „Große Moosbruch", nicht mit Waldungen bewachsen. Dagegen hat man angefangen, dasselbe und namentlich seine Ränder zu cultiviren, indem man über dem Moose eine Ackerkrume herstellte. Verfasser sah dort mehrere Etablissements mit Obstbäumen und Birken, die gut zu gedeihen schienen, und wurde namentlich bemerkt, daß dort der Kartoffelbau in ganz ausgezeichneter Weise gelungen sei.

Die beiden in der Caymer Niederung liegenden Moosbrücher wurden daher ebenfalls für eine dereinstige Cultur in Aussicht genommen. Das Moosgeflecht aus dem diese Brücher bestehen, ist äußerst locker und wurde unter Anderm ein Versuch gemacht, die bei den Bauten in gedachter Niederung thätigen Dampfmaschinen damit zu heizen. Es verbrannte indessen wie Stroh, und mußten große Quantitäten davon mit größter Eile in die Feuerung geschafft werden, um Dampf zu erhalten. Bei alledem war hierbei nur eine Dampfspannung von 5 Pfund pro Quadratzoll zu erreichen.

Die einzelnen Fäden dieser Moosart bilden hohle Röhrchen und saugen das Wasser ein, so daß die beiden Brücher Aehnlichkeit mit großen in der Niederung liegenden Schwämmen haben. Hieraus ist die vielfach beobachtete Eigenschaft derselben, daß sie kein festes Niveau haben, dasselbe vielmehr fortwährend ändern, erklärlich. In trockenen Zeitperioden nämlich sinkt das ganze Bruch um etwas zusammen und gewinnt wieder eine größere Höhenlage, sobald der Boden der umliegenden Niederung durch Regengüsse mit Wasser durchzogen ist. Bei dem vorhin erwähnten sogenannten „großen Moosbruche" im Flußgebiete des Memelstromes, ist diese Niveau-Veränderung so erheblich, daß jenseits liegende Gegenstände, wie Thurm- und Baumspitzen, dem Beobachter zu Zeiten sichtbar, zu Zeiten unsichtbar werden.

Das in der Niederung liegende „Heideland" befindet sich gleichfalls in der Nähe des Kurischen Haffs, und wurde wohl nur wegen der durch die Wasserfluthen fortwährend gestörten Cultur mit dem Namen „Heide" belegt. In Wirklichkeit ist es Ackerboden, der nach erfolgter Eindeichung zum größten Theil zum Anbau von Feldfrüchten benutzt werden kann.

Die mehr im oberen, landwärts liegenden Theil der Niederung befindlichen Wiesen waren schon vor der Eindeichung zweischnittig, und sind sehr fruchtbar.

Nur an zwei Stellen, nämlich bei Willmanns und bei Julienhöhe war vor der Eindeichung Ackerland in der Niederung vorhanden. Beide Ackerflächen ragen bemerklich über das Niveau der Niederung hervor und bestehen aus Lehmboden, in dem sich viele und große Granitblöcke vorfinden, von denen ein Theil bei den Grundbauten des Wasserhebungswerkes bei Julienhöhe eine passende Verwendung fand.

Namentlich finden sich diese Granitblöcke bei Willmanns, woselbst das Ackerland eine beträchtlich in das Haff vorspringende Ecke bildet. Sie ziehen sich dort bis tief in das Haff hinein und liegen bei kleinem Wasserstande massenweise zu Tage. Es befinden sich darunter Blöcke von außerordentlicher Größe und ist diese Steinablagerung auch wohl die Ursache davon, daß die Ecke bei Willmanns allen Angriffen des Haffes Widerstand leistet.

Von diesen Granitblöcken werden zur Zeit des Eisganges öfter welche vom Eise gehoben und ans Land gebracht, und kam man hierdurch beim Bau des Wasserhebungswerkes auf Julienhöhe und beim Bau der Rückstauwehre in den Besitz von großen, zu den Grundbauten geeigneten Werkstücken.

Die Binnen-Entwässerung der Niederung bestand vor der Eindeichung in einer zwar großen, aber wenig effectuirenden Anzahl von Gräben, unter denen vornehmlich der Zattengraben und der Fleischgraben, Taf. 15—16, zu nennen sind. Alle diese Gräben befanden sich kurz vor der Eindeichung in einem mehr oder minder vernachlässigten Zustande. Starke Verkrautung und Verschlickung war fast überall sicht-

bar. Wie aus der Karte hervorgeht, liegt bei all diesen Gräben die Idee zu Grunde, das Wasser nach der unteren Beek zu leiten, und scheint man bei Anlage derselben ein gewisses Gefälle dahin als vorhanden vorausgesetzt zu haben. Nachdem im Jahre 1840 das auf Taf. 15—16 dargestellte Böhm'sche Nivellement den Nachweis brachte, daß das vorausgesetzte Gefälle nicht da war, — wenigstens nicht in einer Wirkung versprechenden Größe, — dasselbe vielmehr schon bei geringem Rückstau aus dem Kurischen Haffe ganz aufhörte, scheint man auf die Räumung der gedachten Binnengräben kein Gewicht mehr gelegt zu haben, und es gelangten dieselben dadurch in den vorhin erwähnten Zustand der Verwilderung.

Als später durch die Anlage des Wasserhebungswerkes auf Julienhöhe das nöthige Gefälle künstlich geschaffen wurde, hatte dieses Grabensystem den Nachtheil, daß sich alles Wasser anfänglich nach dem Beekflusse zog, während nach dem Bauplane das abzuführende Niederungswasser gleichmäßig durch ein neues Binnengrabensystem nach der Beek und dem Braftgraben zugleich geführt, und aus diesen mittelst der im Situationsplane angegebenen Kanäle gleichmäßig den Kreiselpumpen des Werkes zugeführt werden sollte.

Gegen das Kurische Haff hin wird die Niederung durch eine leichte Sanddüne begrenzt, die theilweise befestigt, und bei der Eindeichung mit in die Dammlinie gezogen wurde. Das sehr flach von der Südküste sich absenkende Haff ist mit ausgedehnten Rohrkampen bewachsen, die einen kräftigen Schutz der anzulegenden Rückstaudämme gegen schweren Wellenschlag erwarten ließen, und die eine wesentliche Stütze des Bauobjectes bildeten, da die Anlage von Dämmen an der Südküste des Haff, wegen des starken Angriffs bei Nordsturm, nicht ohne Bedenken war.

Ueber das Kurische Haff selbst, sei es dem Verfasser erlaubt sich hier etwas eingehender zu verbreiten, theils weil die Wasserstandsverhältnisse desselben wesentlich mit dem Bau des Wasserhebungswerkes auf Julienhöhe (dessen Beschreibung in einem zweiten Artikel folgen wird) zusammenhängen, theils auch weil dieses Gewässer mancherlei bietet, was dem Hydrotekten von Interesse sein wird.

Das Kurische Haff (Halibo der alten Preußen) ist ein Süßwasser-See von 12 Meilen Länge und von 7 Meilen Breite an der Südküste, der vom Baltischen Meere durch eine 12 Meilen lange, durchschnittlich nur $^1/_4$ Meile breite Landzunge getrennt ist. Diese Landzunge besteht heutzutage aus mächtigen Sanddünen, die die Höhe von 100 Fuß und darüber erreichen und unter sich eine frühere reiche Vegetation begraben halten.

Ein kleiner Rest derselben ist noch bei Schwarzort (vergl. die kleine Karte Fig. 1) zu sehen. Hier begegnet man plötzlich einem, von hohen Dünen eingeschlossenen, nach der Haff-Seite hin offenen Thale mit fruchtbaren Wiesen, Aeckern, Gärten und Föhrenwald. Letzterer scheint früher über die ganze Landzunge — die kurische Nehrung — verbreitet gewesen zu sein und giebt gegenwärtig ein Bild von der Art und Weise, wie die Verschüttung vor sich gegangen ist. Die Sanddünen nämlich sind wandernde Berge und bewegen sich von der Ostsee nach dem kurischen Haffe hin. Das Mittel, dessen sich die Natur zu dieser Bewegung bedient, ist der Flugsand, den die West-Stürme von der See herbringen, über die Dünenspitzen treiben und jenseits ablagern. Der ganze seewärts belegene Abhang der Dünen, aus losem Seesande bestehend, liefert bei starken Stürmen solchen Flugsand, und somit wird das Material von der Seeseite der Dünen fortwährend über deren Spitze nach der Haffseite hingetragen.

Bei dieser Wanderung der Sandberge sind bereits viele Ortschaften allmälig verschüttet, und der Wald in Schwarzort zeigt den Vorgang aufs deutlichste. Da wo die Dünen in denselben einbrechen, sieht man am Fuße des Abhanges die Bäume noch unversehrt stehen, dann folgen Bäume, bei denen der Sand bereits mehrere Fuß hoch über den Wurzelenden steht, dann halb verschüttete, und zuletzt Bäume, die nur noch mit den Spitzen aus dem Sandabhange hervorragen.

Im folgenden Jahre findet man den Berg schon etwas weiter vorgerückt und man sieht bereits Bäume, die früher vom Sande noch nicht berührt waren, mit demselben umgeben.

Man hat versucht, durch Anpflanzungen aller Art diesem Vorrücken der Sandberge Einhalt zu thun, indem man bemüht war, den Seeabhang derselben — der, wie angeführt, das Material zu dem Flugsande liefert — künstlich zu befestigen. Allein es stehen hier, da Baumpflanzungen nicht fortkommen, keine andern Mittel als Seegras-Plantagen zur Disposition, die auch in reichlichem Maaße angewendet werden. Bei den versuchsweise angepflanzten jungen Bäumen schälte der Flugsand die Rinde ab und hinderte das Aufkommen derselben.

Um einen Maaßstab für das Vorrücken der Dünen nach dem Kurischen Haffe hin zu geben, kann Verfasser anführen, daß zu Ende des 18. Jahrhundert zwischen den Sanddünen und der Küste des Kurischen Haffs eine lebhafte Verkehrs- und Post-Straße zwischen Königsberg und Memel, mit einer Ueberfähre bei Sandkrug — geradeüber Memel — existirte, auf der über Polangen der Hauptverkehr mit dem Russischen Reiche stattfand.

Allein schon in den Jahren 1810 bis 13 war diese Straße theilweise verschüttet, und man war genöthigt, sie streckenweise auf die andere Seite der Dünen, also längst der Seeküste zu verlegen.

Im Jahre 1830 existirte die alte Straße längs dem Haffe nur etwa noch auf 2 Meilen Länge, zwischen Sarkau und Rossitten und ging im Uebrigen längs der Seeküste. Man verließ dieselbe nur, um in die an der Haffseite lie-

genden Poststationen Sarkau, Rossitten, Nidden, Schwarzort einzukehren.

Gegenwärtig ist diese durch Triebsand, rauhe Stürme und Wasserfluthen sehr unbequeme Verkehrsstraße nach Rußland ganz aufgegeben, und nahm der Handel und der sonstige Verkehr seine Richtung zunächst über Tilsit und Tauroggen — nach Erbauung der Eydtkuhner Eisenbahn aber, über Gumbinnen und Eydtkuhnen.

Das Kurische Haff hat eine durchschnittliche Tiefe von 5 bis 6 Fuß und mündet bei Memel in die Ostsee. In früheren Zeiten scheint die Einmündung bei Rossitten gelegen, und überhaupt öfter gewechselt zu haben, wie dieses auch beim frischen Haff der Fall ist, welches ehedem 2 Mündungen südlich von Pillau besaß. Die jetzige Mündung bei Pillau gehört ganz der neueren Zeit an, auch war die nach Königsberg hin ausgehende Spitze desselben in früheren Zeiten Niederung, und ging die Haffküste etwa nach der punktirten Linie Fig. 1.

Die Mündung des Kurischen Haffs bei Memel zeigt jetzt noch eine unmerkliche, nur im Laufe der Jahre wahrnehmbare Veränderung, indem die Kurische Nährung an ihrer nördlichen Spitze eine Sandbank vorsendet — Norderhaken genannt — während das gegenüberliegende Ufer im Abbruche begriffen ist.

Auf diese Weise rückt die Haffmündung immer mehr nordwärts, und man ist schon seit dem Jahre 1835 bemüht, diesem Uebel, welches dem Seehafen von Memel Gefahr bringt, durch kräftige Molo-Bauten entgegen zu wirken.

Vor 300 bis 400 Jahren befand sich die Mündung des Haffs geradeüber der, aus der Ordenszeit herstammenden kleinen Festung bei Memel, welche ehedem auch die Einfahrt in den Hafen beherrschte. Gegenwärtig befindet sie sich über $^1/_4$ Meile nordwärts von gedachter Stelle.

Das Kurische Haff nimmt hauptsächlich die Gewässer des Memelstromes oder Niemen, nebst einigen kleinen Flüssen, Dange und Minge — zu Zeiten aber auch den Pregel-Strom und beträchtliche Rückstaufluthen aus dem frischen Haffe auf.

Es hat mit den Letzteren eine eigenthümliche Bewandtniß und spielt hierbei der Deime-Fluß und das Thal desselben eine besondere Rolle. Wie bekannt ist die Deime ein Arm des Pregelstromes, der sich bei Tapiau abzweigt und bei Labiau in das Kurische Haff einmündet. Da nun das frische Haff ebenfalls eine langgestreckte Wasserfläche in südöstlicher Richtung bildet, so ist es ganz ähnlichen Stauverhältnissen durch Sturm unterworfen, wie diejenigen, welche wir am Kurischen Haff beschrieben haben.

Ein starker Süd-West-Sturm treibt das Wasser gegen die Nordküste und erzeugt bei Königsberg im Pregel einen Rückstau von $2^1/_2$, ja bis 3 Fuß. Bei kleinem Sommer-Wasser beträgt aber das ganze Gefälle des Pregelstromes von Tapiau bis Königsberg nur $1^3/_4$ Fuß, und es wird daher beim Eintritt solcher Rückstaufluthen nicht nur völlig aufgehoben, sondern es steht der Pregelstrom bei Königsberg um $^3/_4$ bis $1^1/_4$ Fuß höher als bei Tapiau.

Die für gewöhnlich nach dem frischen Haff hingerichtete Auswässerung des Pregelstromes hört zu solchen Zeiten ganz auf, und der Strom entlastet sich durch die Deime in das Kurische Haff.

Derselbe Sturm, Süd-West, trifft aber auch nahezu die Längenrichtung des Kurischen Haffes und treibt das Wasser von der Südküste desselben nach der Ausmündung bei Memel, wodurch das Kurische Haff, an der ebenfalls in der Südküste liegenden Deime-Mündung circa 1 Fuß unter sein Niveau fällt.

Zwischen beiden Haffen bildet sich daher eine Niveau-Differenz von $1^3/_4$ bis $2^1/_4$ Fuß, und es treten die Fluthen des frischen Haffes nach Inundirung der Pregel- und Deime-Niederung in das Kurische Haff ein, sobald ein solcher Süd-West-Sturm längere Zeit anhält.

Der umgekehrte Vorgang findet bei Nord- oder Nord-Ost-Sturm statt. Das Kurische Haff tritt an der Südküste über, das frische Haff an der Nordküste unter sein Niveau, und es bildet sich zwischen beiden Haffen eine Niveaudifferenz, in Folge deren die Fluthen des Kurischen Haffes sich durch die Deime und deren Niederung nach Tapiau hinbewegen, und vereinigt mit den Gewässern des Pregelstromes, nach Inundirung der Pregelniederung, sich in das frische Haff ergießen.

Das Kurische Haff hat zwei bedeutende Wasserbauwerke aufzuweisen, deren eines — der Friedrichsgraben — älteren, daß andere — der Drahwöhner Canal — neuesten Ursprunges ist.

Der „große Friedrichsgraben" verbindet den Gilge-Strom mit der Deime, so daß man aus ersterem in letztere gelangen kann, ohne das Kurische Haff zu berühren. Schon seit Jahrhunderten nämlich besteht auf dem Memelstrom ein lebhafter Getreidehandel, indem das aus dem Innern von Rußland, und namentlich Polen, kommende Getreide nach Königsberg dirigirt und von da nach England verladen wird.

Neben dem Getreide, und namentlich dem sehr geschätzten polnischen Weizen, bilden Oelfrüchte, Flachs und Felle einen Haupthandelsartikel.

Die Verladung aller dieser Waaren geschieht in sogenannten Wittinnen. Es sind dieses Fahrzeuge, welche in rohester Art von den der Schiffsbaukunst fremden Bewohnern des inneren Rußlands und Polens zusammengezimmert sind, und die sich durch ihre Größe auszeichnen. Es giebt Wittinnen, die ihre 30 Fuß in der Breite und 100 Fuß in der Länge messen mögen. Aus starken Planken, aber in schlechtem Verbande gezimmert, sind diese Fahrzeuge mit flachem Boden ohne Kiel und Kielschweine, nur über Knie-

hölzer, wie unsere leichten Nachen erbaut, und über der Wasserlinie mit ein Paar starken Berghölzern gegürtet. Wegen vieler seichten Stellen im oberen Niemen haben sie auch nur geringen Tiefgang, $2^1/_2$ bis 3 Fuß, werden aber so stark beladen, daß öfter nur 6 Zoll Bordhöhe über Wasser verbleibt. Als Steuer dienen ihnen ein paar mächtige Ruder, von ganz ähnlicher Construction, wie sie bei unseren Nachen gebraucht werden, nur daß der Ruderschaft durch einen 10 Zoll starken Baum vertreten ist und das Ruderblatt beinahe 3 Fuß Breite besitzt. Eines dieser mächtigen Ruder ist am Achterende der Wittine, das andere am Vorsteven angebracht, und jedes derselben wird, wenn es gebraucht wird, durch 8 bis 10 Mann bedient.

Diese Ruder dienen nicht zur Fortbewegung des Fahrzeuges, sondern nur zum Steuern desselben, denn die Wittinne legt ihren Weg nur dadurch zurück, daß sie sich von der Strömung abwärts treiben läßt. Die Bergfahrt wird von diesen Fahrzeugen nur höchst selten unternommen, und sie werden in Königsberg, nach Löschung der Ladung, als altes Holz verkauft, während die Mannschaft den Weg in ihre Heimath zu Fuß zurücklegt.

Es ist klar, daß diese Fahrzeuge keinen, selbst nicht den geringsten Seegang vertragen können, und daß sie in früheren Zeiten, aus dem Gilgestrom kommend, nur bei völlig ruhigem Haffstande die Deime-Mündung gewinnen konnten. Die selbst hierbei eintretenden vielen Unglücksfälle und der Verlust reicher Ladungen, sowie im günstigsten Falle der große Zeitaufwand beim Abwarten günstiger Witterung für die Ueberfahrt über die südöstliche Haffecke, gab Veranlassung zum Bau des großen Friedrichsgrabens, der, die gedachte Haffecke umgehend, etwa nach der in Fig. 1 punktirten Linie den Gilgestrom mit der Deime verbindet.

Den alten Chroniken zufolge hat man vor dem eigentlichen Bau Probegräben gezogen, um die gegenseitigen Wasserstände der Deime und des Gilgestroms zu prüfen. Diese Probegräben sind theilweise noch jetzt sichtbar und führen auch jetzt noch diesen Namen. Bei den vorhin auseinandergesetzten Fluthverhältnissen zwischen dem Kurischen und dem Frischen Haff haben, allem Vermuthen nach, die ausgeführten Nivellements widersprechende Resultate, je nach den bei Feststellung des Wasserspiegels statthabenden Rückstau-Verhältnissen, ergeben und man hat es daher für zweckmäßig erachtet, sich durch solche Gräben über den wirklichen gegenseitigen Stand der Gewässer Gewißheit zu verschaffen.

Das zweite Wasserbauwerk, der Drawöhner Canal, hat einen ähnlichen Zweck zu erfüllen und umgeht ungefähr nach der punktirten Linie, Fig. 1, die sogenannte Windenburger Ecke, den Rußstrom mit dem Mingefluß verbindend.

Der Memelstrom nämlich dient, außer den bereits erwähnten Wittinnen, zahlreichen und großen Holzflößen, welche Nutzhölzer und namentlich Schiffsbauhölzer aus den russischen und polnischen Waldungen herunterschaffen, als Wasserstraße.

Der nächste Bestimmungsort dieser Hölzer ist Memel, woselbst sie auf zahlreichen Schneidemühlen bearbeitet und nach England verkauft werden. Diese Holzflöße treiben den Niemen und Rußstrom hinab, und haben von der Mündung des Letzteren bis Memel das Kurische Haff zu passiren. Dieses geschieht durch Beisetzen einer Anzahl kleiner Segel auf jedem Floß und durch Benutzung passender Winde.

Obgleich diese Flöße mit einer gewissen Kunst zusammengefügt sind, halten sie doch sehr häufig die Reise auf dem Kurischen Haffe nicht aus, werden von den Wellen zerschlagen und auf dem Haffe zerstreut.

Namentlich ist es die Windenburger Ecke, welche wegen der hier stattfindenden Brandung höchst gefährlich ist und von der Bemannung der Flöße sehr gefürchtet wird.

Der jährliche Schaden, der aus diesen ungünstigen Verhältnissen erwächst, erreicht eine enorme Höhe und es war daher schon zu Anfang dieses Jahrhunderts der Plan gefaßt, die Windenberger Ecke durch einen Canal zu umgehen.

Die Ausführung erfolgte indessen erst vor etwa 10 Jahren und zwar in der Art, daß der Minge-Fluß mit dem Rußstrome durch den sogenannten Drawöhner Canal verbunden wurde. Von der Mündung des Mingeflusses haben die Flöße noch etwa 3 Meilen das Kurische Haff zu passiren, um Memel zu erreichen, jedoch ist diese Reise wenig gefährlich, weil sie unter dem Schutze der Ostküste des Haffes vollzogen werden kann.

Wie schon früher erwähnt, waren die Wasserstände des Kurischen Haffs seit einer Reihe von Jahren am Pegel zu Labiau regelmäßig beobachtet und notirt, so daß es an dem nöthigen Material zur Aufstellung des Eindeichung-Projektes der Caymen-Lablacker Niederung, wie auch zur Anordnung der Wasserhebungswerke nicht fehlte.

Nachdem durch das im Jahre 1840 ausgeführte Nivellement das geringe Thalgefälle der Niederung nach dem Haff hin festgestellt war, kamen weitere Entwässerungspläne vorerst nicht in Anregung, und erst im Jahre 1857 wurde das Entwässerungsprojekt wieder neu aufgenommen.

Von den Interessenten wurde Verfasser mit der Aufstellung eines durchgreifenden und umfassenden Bauplanes beauftragt, und wurde demgemäß von demselben der in den folgenden Jahren ausgeführte Bau entworfen und geleitet.

Das in Rede stehende Entwässerungs-Projekt lief auf folgende Hauptpunkte hinaus:

1) Den Rückstau des Kurischen Haffs bei Nordsturm im Sommer, durch einen Rückstaudamm unter Anlegung von 3 Rückstauwehren für die Binnengewässer, von der Niederung fern zu halten.

2) ein durch Dampfkraft betriebenes Wasserhebungswerk von 60 Pferdekraft zu erbauen, welches im Sommer, zur Zeit des Stauwindes, und bei eintretenden Regenfluthen das Binnenwasser so tief unter dem Niveau der Niederung halten sollte, als es die Wiesenkultur erfordert.

3) Die Verkrautung und Verflachung der Hauptbinnengewässer nachdrücklich zu beseitigen und neue Haupt-Canäle anzulegen.

Für die specielle Durcharbeitung des Projectes war noch ein wichtiges Moment in dem Umstande zu finden, daß die Interessenten es für vortheilhaft erklärten, die Frühjahrsfluthen ungehindert über die Niederung gehen zu lassen, indem sie dadurch auf eine Befruchtung der Wiesen durch die Sinkstoffe der Frühjahrsgewässer rechnen zu können glaubten.

Wenngleich durch diese Bedingung die Anlage der Rückstaudämme und Wehre, sowie der Canäle nicht wesentlich erschwert wurde, so greift dieselbe doch so tief in die Verhältnisse des anzulegenden Wasserhebungswerkes ein, daß Verfasser der Behandlung desselben einen separaten Artikel widmen muß. Obschon die Berechnung der zu fördernden Wassermenge für einen ringsum eingedeichten Polder wenig Schwierigkeiten macht, so wird dieselbe hier, wo die Niederung nur gegen das Haff hin einen Damm erhalten sollte und seitlich alle Zuflüsse aus dem Nachbar-Terrain aufzunehmen hatte, ungleich schwieriger. Dazu kommt, daß in Gemäßheit der von den Interessenten gestellten Forderung — das Frühjahrswasser eine Zeitlang über der Niederung stehen zu lassen — auch auf die rechtzeitige mechanische Entfernung desselben bei beginnendem Graswuchse in dem Falle Rücksicht zu nehmen war, daß das Frühjahrswasser nicht von selbst rechtzeitig abfloß. Ein solcher natürlicher Abfluß ließ sich aber bei dem angeführten geringen Gefälle der Niederung, nach dem Kurischen Haff hin, nur dann erwarten, wenn in der Periode des beginnenden Graswuchses auch rechtzeitig anhaltender Südwind aufsprang. Da dieser Fall unter die Seltenheiten zu rechnen war, so fiel dem projectirten Schöpfwerke auch zugleich die Aufgabe zu, zur Frühjahrszeit enorme Wassermassen aus der Niederung zu schaffen. Diese Aufgabe wurde zwar dadurch erleichtert, daß die Förderhöhe im Frühjahr nur gering ist, jedoch machte dieser Umstand immerhin die specielle Construction der Wasserhebungsmaschinen schwieriger, als in sonstigen Fällen, weshalb es dem Verfasser zweckmäßiger erschienen ist, diesen Gegenstand in einem besonderen Artikel zu behandeln.

Für die Rückstaudämme wurde eine Kronenhöhe von 9 Fuß 3 Zoll am Pegel zu Labiau projectirt, da das höchste Sommerwasser im Kurischen Haff, den bereits erwähnten langjährigen Wasserstandsbeobachtungen im Labiau zu Folge, auf 8 Fuß 1 Zoll anzunehmen war. Die Kronenbreite wurde auf 16 Fuß, die haffwärts liegende Böschung mit 3füßiger und die innere Böschung mit 6füßiger Anlage projectirt. Taf. 18, Fig. 6. Die 6füßige innere Böschung sollte den Ueberfturz des Wassers zur Zeit des Frühjahrs-Hochwassers minder gefährlich machen und Ausspülungen, sowie sonstige Zerstörungen verhindern. Zu diesem Zwecke war auf eine Befestigung der Böschung durch Graswuchs Rücksicht genommen, und da dieselbe im Wege der Besaamung im nächsten Frühjahre — wo bereits ein Wasserübergang zu erwarten stand — nicht die erforderliche dichte Verwurzelung erreichen konnte, so wurde eine durchgehende Plattirung der Böschung mit Flachrasen angeordnet.

Die vordere, dem Haffe zugekehrte Böschung, die zu Zeiten schwerem Wellenschlage ausgesetzt war, sollte eine Befestigung durch Weidenpflanzung — an besonders gefährdeten Stellen — durch Flechtzäune erhalten, wobei darauf gerechnet wurde, daß der Anprall der Wellen an den bereits erwähnten, längs der Südküste des Haffs sich hinziehenden Rohrkampen, sich brechen, und mit minderer Kraft auf die Rückstaudämme fallen würde.

Selbstverständlich konnte die Befestigung der äußeren Dammböschung erst im Laufe einiger Jahre ihre volle Widerstandsfähigkeit erlangen, und war daher für die ersten Jahre auch auf mannigfache Beschädigung zu rechnen.

Die Dammlinie selbst ist auf Tafel 15—16 mit durchbrochenen Linien im Situationsplane angegeben, auch im Längenprofil auf derselben Tafel verzeichnet. Sie beginnt bei dem königlichen Forst Perwissau auf wasserfreiem Terrain, und geht zwischen dem Haff und dem Moosbruche, die kleine Post genannt, die Sanddüne verfolgend und den Beekfluß mittelst eines Wehres überschreitend, bis an das wasserfreie Terrain von Willmanns.

Auf der Ostseite desselben wieder beginnend, geht die Deichlinie bis an den vom Wasserhebungswerk kommenden Abflußcanal und verbindet sich hier mit den Leitdämmen, womit derselbe an beiden Ufern eingeschlossen ist, um dann, die längs dem Haffe liegende Sanddüne weiter verfolgend, nach Ueberschreitung des Brastgrabens, mittelst eines Wehres das wasserfreie Terrain bei Vorwerk Damm zu erreichen.

Die zur Bildung dieses Dammes erforderliche Erde sollte aus dem Vorlande entnommen werden, und aus diesem Grunde für den Bau des Dammes eine geeignete Zeit, bei andauernd niedrigem Hafffstande, gewählt werden.

Die Ausführung dieses Projectes stieß auf keine besonderen Schwierigkeiten und wurde der Plan durch keinerlei Ereignisse gestört oder verändert, nur daß für die zwischen der Beek und dem königlichen Forst Perwissau belegene Dammstrecke beträchtliche Quantitäten Erde von dem Festlande bei Willmanns entnommen und durch Böte befördert werden mußten, weil der Schluß der Dammlinie nothwendig

wurde und zu dieser Zeit gerade ein ungünstiger, das Vorland inundirender Haffstand eingetreten war.

Ebenso hat sich der Damm bei der ersten Frühjahrsfluth und dem dabei stattfindenden Wasserübergange, trotz der noch schwachen Verwurzelung der Plantagen und Weidenpflanzungen, bis auf eine kleine Strecke — welche mit Flechtzäunen und allen Befestigungsbauten total zerstört wurde — gut gehalten.

Die Aufräumung der Binnengewässer und die Canalbauten sollten sich erstrecken:

1. auf die Räumung des Beckflusses von Nr. 0 bis Nr. 38,
2. auf die Räumung des Zattengrabens,
3. auf die Räumung des Brast-Grabens,
4. auf den Bau des Beek-Canals. Taf. 15—16,
5. auf den Bau des Brast-Canals. Taf. 15—16,
6. auf den Bau des Abfluß-Canals. Taf. 15—16,
7. auf den Bau der denselben einschließenden Leitdämme.

Für die Räumung der Beek war eine Tiefe von 8 Fuß 7 Zoll bei Nr. 0, von 5 Fuß bei Nr. 25, und von 2 Fuß 9 Zoll bei Nr. 38 — am Pegel zu Labiau gemessen — in Aussicht genommen, und sollte die Vertiefung durch Baggerarbeit mittelst großer Moderschaufeln ausgeführt werden. Bei der Ausführung stellte sich jedoch so trockene Witterung ein, daß es möglich wurde, durch directe Ausgrabung, bei geringer Wasserschöpfarbeit, die projectirte Vertiefung herzustellen.

Aehnliches gilt von der Räumung des Zatten-Grabens. Umfangsreicher war die Räumung des Brastgrabens, und sollte dieselbe nach dem Projecte erst nach Ausführung des Brastcanals vollzogen werden.

Da der letztgedachte Canal nämlich, aller Voraussicht nach, nur in der Art auszuführen war, daß zur Bewältigung des Grundwassers die Aufstellung eines provisorischen, durch Dampf betriebenen Schöpfwerkes angeordnet wurde, so war Aussicht vorhanden, den Brastgraben streckenweise abzudämmen, und ihn mit Hilfe des Canals und des provisorischen Schöpfwerkes ebenfalls so weit trocken zu legen, daß man zur directen Ausgrabung schreiten konnte.

Die Ausführung geschah auch in der bezeichneten Weise ohne sonderliche Störung, nachdem der Beekcanal fertig geworden war.

Im Projecte schwierig — bei der Ausführung indessen durch glückliche Umstände sehr erleichtert — war die Herstellung der beiden Canäle, des Beek- und Brastcanals, welche das Wasser aus den Hauptflüssen der Niederung an das Schöpfwerk führen sollten.

Beide Canäle waren durch ein sehr sumpfiges Terrain zu führen, auf dem sich kein Nivellement ausführen ließ. Namentlich war das Terrain, welches der Beekcanal zu durchschneiden hatte, von solcher Beschaffenheit, daß es sich nur mit großen Schwierigkeiten recognosciren ließ. Große Baumstubben, dichtes Krautgeschlinge und Schilf und dazwischen weicher Moorgrund machten eine Besichtigung nur dadurch möglich, daß von einem Baumstubben zum anderen Breter — oft in sehr bedenklicher Lage — gelegt, und theils auf diesen, theils über die Stubben weg, theils auf größeren Wurzeln eine Begehung der Linie vorgenommen wurde.

Verfasser hatte daher den Plan, in der Nähe des großen Schöpfwerkes eine Dampfmaschine von 12 Pferdekraft aufzustellen, eine Wasserschnecke damit zu treiben, und sodann ganz kurze Strecken der projectirten Canäle trocken zu legen und auszugraben, wobei ein Theil der ausgegrabenen Erde zur Verwallung der fertigen kleinen Canalstrecken gegen das seitlich andringende Wasser benutzt werden sollte. In dieser Weise gedachte er von dem Acker bei Julienhöhe aus zu beiden Seiten bis zur Beek und dem Brastgraben mit den Canälen vorzudringen.

Der ungemein trockene Sommer von 1858, der eine seit Menschengedenken nicht dagewesene Dürre in jenen Gegenden mit sich brachte, erleichterte diese Operation in ganz unverhoffter Weise und ging die Vollendung der Canäle ganz ohne Störung, und mit nur äußerst geringer Nacharbeit mittelst des Baggers, von Statten.

Die Canäle erhielten 10 Fuß Sohlbreite und $1\frac{1}{2}$füßige Böschungen, bei einer mittlen Tiefe von 7 bis 8 Fuß. Hinsichtlich der Böschungen war darauf gerechnet, daß, sobald das große Schöpfwerk bei Julienhöhe in Thätigkeit gekommen, das ganze Terrain sich setzen und die Böschungen der Canäle dadurch ausreichende Stabilität erlangen würden. Zu weiterem Schutze in der Nähe des Schöpfwerkes selbst wurden sie hier mit einem Stein-Revetement versehen.

Durch die in beschriebener Weise vollführte directe Ausgrabung war es auch möglich, die großen Baumstubben aus den Canal-Linien zu entfernen, die schon an und für sich die Herstellung der Canäle durch Baggerung unmöglich gemacht hätten.

Nach Vollendung des Brastcanals wurde in schon erwähnter Weise die Aufräumung des Brastgrabens selbst, mit geringer Nachhilfe durch Baggerung bewirkt.

Der Abflußcanal, welcher den Zweck hat, das durch die Maschinen gehobene Binnenwasser nach dem Kurischen Haffe zu leiten, ist mit 25 Fuß Sohlbreite und $1\frac{1}{2}$füßigen Böschungen projectirt und ausgeführt. Er ist mit 2 Leitdämmen versehen, von denen der linkseitige 5, der rechtseitige 7 Fuß Kronenbreite hat, und die sich oberhalb an das für das Schöpfwerk aufgeschüttete Plateau A, Fig. 7, Taf. 18, unterhalb aber an den Rückstaudamm der Niederung anschließen.

Dieser Canal zieht sich längs dem Acker von Julienhöhe hin und durchschneidet ein für die Ausführung günstiges Terrain. Dasselbe besteht durchweg aus Lehmboden und

machte daher die Ausführung auch keine Schwierigkeiten. Ebenso war der Bau der Leitdämme dadurch erleichtert, daß die aus dem Canalbette gewonnene Erde zu denselben verwendet werden konnte.

Für die Communication nach dem Vorwerk Julienhöhe und nach Willmanns war es nöthig, den Canal an passender Stelle zu überbrücken. Da die Krone der Rückstaudämme nicht zum Befahren mit Fuhrwerken einzurichten war, ohne die Kosten erheblich zu vergrößern, die Verbesserung der bestehenden Communicationswege außerdem bei dem Bauprojecte ganz ausgeschlossen war, so wurde der Abflußcanal außerhalb des Rückstaudammes mit einer Holzbrücke von ganz einfacher Construction überbaut.

Hierbei war indessen darauf Rücksicht zu nehmen, daß zu gewissen Zeiten Kohlen nach dem Schöpfwerke zu schaffen waren, und daß die damit befrachteten Schiffsgefäße bei allen Wasserständen den Abflußcanal hinauf, und also die in Rede stehende Brücke passiren konnten.

Selbstverständlich konnte die Brückenbahn nicht so hoch gelegt werden, daß, bei dem höchsten Sommerwasser von 8 Fuß 1 Zoll am Pegel, die Fahrzeuge noch unter der Brücke hinwegfahren konnten, und es wurde dieselbe daher mit einer Durchlaßvorrichtung versehen, in der Art, daß sich ein Theil der Brückenbahn beseitigen, und nach erfolgter Durchfahrt der Schiffe wieder einlegen ließ.

Das Profil des Abflußcanals mit den beiderseitigen Leitdämmen ist aus Fig. 8, Taf. 18, ersichtlich.

Einigermaßen bedenklich war die Einmündung des Canals in das Kurische Haff. Dasselbe fällt nämlich äußerst flach von der Küste ab, so daß es auf viele hundert Schritte vom Lande nur eine sehr geringe Tiefe hat. Es kam nun darauf an, durch diese seichte Strecke eine Rinne zu baggern, die auch bei kleinem Haffstande tief genug war, um einmal das vom Schöpfwerke geförderte Wasser abzuführen, und die auch zugleich als Einfahrt für die mit Kohlen, Utensilien u. s. w. beladenen Schiffsgefäße dienen konnte. Es lag hier die Befürchtung nahe, daß diese Rinne, bis zur erforderlichen Tiefe ausgebaggert, bei auftretenden Stürmen leicht wieder versanden könnte.

Es zeigte sich jedoch beim spätern Betriebe des Schöpfwerkes, daß die von demselben durchschnittlich geförderte Wassermenge von nahezu 100 Cubikfuß pro Sekunde, die bei kleinem Haffstande genöthigt war, sich ganz in die besagte Rinne zu werfen, einen so kräftigen Spülstrom erzeugte, daß die durch Stürme momentan eingetretenen Versandungen bald wieder geräumt wurden.

Nächst dem später zu beschreibenden Schöpfwerke, den Canälen und Dämmen, bildeten die Rückstau-Wehre, die an den Hauptwasserläufen zu erbauen waren, ein Hauptobject der ganzen Entwässerungsanlage.

Diese Wehre, deren eines von 10 Fuß, nahe bei Nr. 0 der Deichlinie, Tafel 15—16, in der tiefsten Stelle des zwischen der kleinen Post und dem Perwissau'schen Forst sich hinziehenden Elsenbruches, ein zweites von 28 Fuß Lichtweite für den Beekfluß, und ein drittes von 18 Fuß Lichtweite für den Braftgraben anzuordnen waren, hatten einen doppelten Zweck zu erfüllen.

Der erste bestand darin, das Eindringen der Rückstaufluthen des Kurischen Haffs in die genannten Hauptwasserläufe zu verhindern, der zweite darin, das Frühjahrswasser aus der Niederung zu lassen, und außerdem zur Sommerzeit, bei eintretenden niedrigen Haffständen und höherem Binnenwasser, das letztere auf natürlichem Wege abfließen zu lassen, wodurch der Kohlenverbrauch des Schöpfwerkes, bei zufällig günstigen Wasserständen, möglichst auf ein Minimum reducirt wurde.

Unter diesen Umständen waren die Wehre zu gewissen Zeiten zu schließen und zu andern Zeiten zu öffnen. Es lag sehr nahe, beide Operationen durch das Wasser selbst bewirken zu lassen, da die Entsendung von Arbeitern vom Schöpfwerke aus, wegen der großen Entfernung und namentlich bei Regen und Sturmwetter, zu zeitraubend und umständlich war. Demgemäß wurden diese 3 Wehre als „selbstthätige Wehre“ projectirt und ausgeführt, und zwar waren für den Braftgraben und den Elsenbruch Wehre mit hängenden Klappen, für den Beekfluß dagegen ein Wehr nach Poirée'schem System mit eisernen Böcken und Vorsetznadeln projektirt, wobei angenommen wurde, daß der hierfür bestimmte Schleusenmeister seinen Wohnsitz in dem nahe belegenen Willmanns haben sollte.

Die erstgedachten Wehre sind nach der Zeichnung Fig. 1 auf Tafel 17 projektirt und ausgeführt, wogegen Fig. 2—5 Taf. 17 und 18 das Projekt zu dem Rückstauwehre für den Beekfluß darstellen.

Sämmtliche Hölzer zu diesen Wehren, sowie zu den Schöpfwerken und zu den Wohn- und Dienstgebäuden des Etablissements waren in den benachbarten Forsten rechtzeitig gefällt und waren demnach noch zu Ganz-, Halb- und Kreuzholz-, Planken u. s. w. aufzutrennen.

Da in der Nähe keine Schneidemühlen-Etablissements waren, so blieb dem Verfasser nur übrig, entweder eine beträchtliche Zahl von Holzschneidern zu requiriren, oder aber eine provisorische Schneidemühle auf dem Bauplatze selbst aufzustellen.

Es wurde das Letztere gewählt, weil es seine Schwierigkeit hatte, die Holzschneider in genügender Anzahl herbei zu schaffen, und zu befürchten stand, daß das Auftrennen der Hölzer nicht rechtzeitig erfolgen möchte.

Die auf dem Bauplatze des Schöpfwerkes bei Julienhöhe bereits aufgestellte 12pferdige Dampfmaschine hatte überdies mit ihrer eigentlichen Aufgabe — der Wasserförderung aus den Canalbaugruben — in Folge des bereits

erwähnten Eintrittes eines überaus trockenen Sommers, nicht allzuviel zu thun, und es lag daher nahe, die disponible Kraft zum Auftrennen der besagten Hölzer zu verwenden.

Es handelte sich natürlich bei diesem provisorischen Schneidewerke auch darum, dasselbe so einfach wie möglich herzustellen und durften, weil es nach kurzem Gebrauche abgebrochen werden mußte, auch die Anlagekosten nicht hoch sein.

Mit Rücksicht hierauf wurden nicht, wie gewöhnlich, Sägegatter mit einzustellenden Sägeblättern, sondern eine Kreissäge dazu verwendet. Letztere erhielt wegen der aufzutrennenden starken Hölzer ungewöhnlich große Dimensionen und hatte 5 Fuß im Durchmesser. Sie wurde von einer Fabrik in London geliefert und wurde mit zweien solcher Sägeblätter der ganze Bedarf an Hölzern, mit Ausnahme der Fachbäume, Griesholme und sonstiger extra starker Stücke, aufgeschnitten.

Die letzteren waren überhaupt in den dortigen Forsten nicht aufzutreiben und wurde dazu polnisches extrastarkes Bauholz verwendet, welches von Memel aus geliefert wurde.

Näheres über diese provisorische Schneidemühle hat Verfasser s. Z. in der Romberg'schen Zeitschrift für Bauwesen berichtet, und bleibt daher hier nur zu erwähnen übrig, daß die Arbeit gut von statten ging und in Bezug auf die rechtzeitige Beschaffung geschnittener Hölzer keinerlei Verlegenheiten entstanden.

Der einzige etwa als Nachtheil dieser Schneidemethode anzuführende Umstand war der, daß der Sägeschnitt bedeutend breiter ausfiel, als bei Sägegattern, weil bei dem bedeutenden Durchmesser der Kreissäge auch eine entsprechende Eisenstärke erforderlich war.

Es wurde daher mehr Holz als gewöhnlich in die Späne geschnitten, und wäre dieser Umstand erheblich geworden, wenn bei den dortigen Bauten sehr viel Dielen gebraucht worden wären.

Der Bedarf der letzteren war indessen sehr gering und beschränkte sich die Holzschneiderei hauptsächlich auf 3- und 4zollige Planken, auf Halb- und Kreuzholz, sowie auf das Abschwarten 4kantiger Balken. Ueberdies lieferten alle Abgänge, wie Sägespäne, Zopf- und Stammenden ꝛc., Brennstoff für die Dampfmaschine, die mit einem Röhrenkessel angeordnet war und mit Torf und den erwähnten Abgängen gefeuert wurde.

Die Einrichtung des Sägewerks war etwas anders, wie sonst bei den Kreissägen, und unterschied sich namentlich dadurch, daß der Block von unten und nicht von oben gegen die Säge geführt wurde, sowie daß sein Vorrücken kein selbstthätiges war, sondern durch einen Arbeiter vollzogen wurde.

Die Führung des Blockes von unten gegen die Säge hatte darin ihren Grund, daß sich hierbei lange Blöcke fester und sicherer auf dem Schlitten lagern lassen, als bei der Führung von oben.

Von einer selbstthätigen Vorschubvorrichtung mußte aber aus dem Grunde Abstand genommen werden, weil das Vorrücken selbst hier kein regelmäßiges, sondern ein zu Zeiten langsameres und zu Zeiten schnelleres sein mußte.

Ein Sägeblatt von 5 Fuß Durchmesser wird nämlich, wenn es nicht übermäßig stark im Eisen gearbeitet ist, beim Durchschneiden von 9- bis 12zölligen Hölzern, sowohl durch astige Stellen, wie auch durch den Faserwurf sehr leicht irritirt, und es ist nöthig, den Block, sobald die Säge solche Stellen trifft, langsam vorgehen zu lassen, während die astfreien und geradfaserigen Stellen schnell der Säge entgegengebracht werden können.

Auf diese Weise schien es vortheilhafter, das Vorrücken des Blockes per Hand zu bewirken und so der Geschicklichkeit und Uebung des Schneidemüllers einen Theil der Aufgabe anzuvertrauen.

Der hiermit beauftragte Arbeiter hatte auch bald viel Geschicklichkeit erlangt, und ließ die Säge durch die guten Strecken der Blöcke mit einer Geschwindigkeit laufen, die das bei den astigen Stellen nothwendige langsame Tempo nicht nur ausglich, sondern auch die Arbeit schneller vorschreiten ließ, als dieses bei selbstthätiger Vorrückung möglich gewesen wäre.

Eine passende Schärfung und Schränkung des Sägeblattes, wie sie vom Verfasser in Rombergs Zeitschrift für Bauwesen beschrieben, ist hierbei vor allen Dingen erforderlich, theils zur Herstellung einer glatten Schnittfläche, theils zum schnellen Fortschritt der Arbeit.

Von besonderem Vortheil wurde die provisorische Schneidemühle dadurch, daß man aus ein und demselben Block ohne Zeitverlust mehrere Sortimente herausschneiden konnte, indem das hierzu nöthige Umstellen der Sägen im Sägegatter fortfiel. Ebenso war ein Sortiren der Stämme vor dem Schnitte entbehrlich. Dieselben kamen, wie sie gerade zur Hand lagen, zur Mühle, wurden beurtheilt, ob sie am zweckmäßigsten zu 9- und 10zölligen Balken, zu 11- und 10zölligen, zu Halbholz oder Planken u. s. w. zu trennen wären, sofort dazu aufgeschnitten, und die gewonnenen Balken, Planken ꝛc. auf ihre resp. Stapel gebracht.

Es wurde hierdurch eine zweckmäßige Benutzung und Verarbeitung der verschiedenen Hölzer und manche Ersparung an Material erreicht.

Um den Transport der Hölzer zu den Rückstauwehren zu erleichtern, wurde der Abflußcanal, Tafel 15—16, an dessen südlichem Ende der Bauplatz für das Schöpfwerks-Etablissement und auch die provisorische Schneidemühle sich befand, hier mittelst eines starken Fangedammes geschlossen, am Nordende aber geöffnet, so daß das Haff in den besagten Canal eintreten konnte. Auf diese Weise wurde eine Wasserstraße geschaffen, die auch für andere Zwecke, wie z. B. für die Heranschaffung von Baumaterial und Maschinentheilen, für das Schöpfwerk benutzt werden konnte.

Die Rückstauwehre selbst waren, hinsichtlich ihrer Bauart in Holz, mit einer Grundbefestigung durch Beton projectirt. Zu dieser Bauart gab, nebst Billigkeitsrücksichten, vornehmlich der Umstand Veranlassung, daß einmal die Schluß-Vorrichtung so wie so in Holz construirt werden mußte, sodann aber auch für den Bau der Stirn- und Flügelwände kein geeignetes Steinmaterial zu erträglich billigen Preisen zu haben war.

Lagerhafte Bruchsteine sind in jener Gegend gar nicht zu haben, und wasser- und frostbeständige Klinker waren nur mit großen Kosten aus entfernten Fabriken zu beziehen. Das dort zu Massenmauerwerk gebräuchliche und in großen Massen vorhandene Baumaterial sind Granitblöcke, die mit Pulver gesprengt und mit Kalk oder Cementmörtel vermauert werden. Ein solches Mauerwerk hat trotz der Geschicklichkeit, welche die dortigen Maurer in der Bearbeitung und Verlegung dieser unregelmäßigen Stücke erlangt haben, dennoch keinen rechten Verband, und namentlich ist die Außenfläche eines solchen Gemäuers durch Wellenschlag und Eisstöße sehr leicht zerstörbar. Sie wird nämlich dadurch gebildet, daß die Zwischenräume der irregulären Stücke, welche mit der besten Lagerseite nach unten, und mit einer anderen glatten Seite nach Außen versetzt werden, mit großen in Kalkmörtel oder Cement vermauerten Zwickern ausgeschlagen werden. Selbst bei passender Bearbeitung dieser Zwicker und bei Verwendung von Cement leistet eine solche Stelle den wiederholten Eisstößen, dem Wellenschlage und dem Froste keinen langen Widerstand, weil die Zwicke immer nur mit einigen Ecken zwischen die Steine geklemmt ist, und weil selbst der beste Cement auf hartem Granitstein nicht haftet, wegen der Glätte der Flächen vielmehr sich leicht loslösen läßt.

Solche Mauern, obgleich in jener Gegend vielfach in Gebrauch, lassen sich zu Wasser- und Spülungsmauern nicht gut gebrauchen, da, sobald eine in gedachter Weise verzwickte Stelle einmal durch Frost oder Eisstöße aufgebrochen ist, der Schaden immer tiefer in das Mauerwerk eindringt, und durch den Wellenschlag die im Innern gewöhnlich nur mit kleinen Zwicken und Mörtel ausgeschlagenen Zwischenräume der irregulären Granitstücke allmälig ausgewaschen werden.

Will man aus diesem Material eine solide Wassermauer herstellen, so bleibt Nichts übrig, als aus den Granitblöcken Quadern mit regelrechter Stoß- und Lagerfuge herzustellen, damit den äußeren Theil der Mauer aufzuführen, und denselben dann in gewöhnlicher Weise, mit irregulären, gut verzwickten Granitblöcken zu hintermauern. Bei der Härte der Granitsteine ist dieses aber eine so kostspielige und zeitraubende Arbeit, daß Verfasser ganz davon Abstand nehmen mußte.

Sehr vorzügliche in dieser Art aufgeführte Mauern haben die neuen Festungswerke in Königsberg aufzuweisen, und ist hierbei weder Geld noch Zeit gespart worden.

Nachdem die Nothwendigkeit des Holzbaues für die Rückstauwehre sich herausgestellt hatte, kam es nun darauf an, eine den vorliegenden Zwecken entsprechende Schlußvorrichtung für die freie Oeffnung der Wehre anzuordnen.

Wie schon erwähnt, war die Aufgabe der Wehre eine dreifache, nämlich im Frühjahr die Gewässer, mit denen die Niederung bis zum beginnenden Graswuchse bestaut war, herauszulassen, sodann im Sommer bei eintretendem Rückstau sich zu schließen und dieselben von der Niederung fern zu halten, endlich aber auch, behufs Ersparung von mechanischer Arbeit und Brennstoff beim Schöpfwerke, sich zu öffnen, sobald zufällig während des Sommers das Haff tiefer als das Binnenwasser stand und eine natürliche Auswässerung möglich wurde.

Sollten die beiden letzten Zwecke vollständig erfüllt werden, so mußte die Schlußvorrichtung einen hohen Grad von Empfindlichkeit besitzen und sich schon beim leisesten Rückstau schließen, beim geringsten Druck des Binnenwassers aber öffnen.

Verfasser glaubte dieses durch hängende Klappen am einfachsten erreichen zu können, und stellt Fig. 1, Tafel 17, die Construction der Wehre im Elsenbruche und im Brastgraben dar. Die Empfindlichkeit der Klappen gegen inneren und äußeren Druck wurde nebst gut abgedrehten Zapfen dadurch erreicht, daß der Eisenbeschlag so eingerichtet wurde, daß der Schwerpunkt der Klappen nicht in die Plankenlage, sondern aus derselben heraus nach der Niederungsseite hin fiel. Fig. 1 zeigt die Construction der Klappen, und erläutert das eben Gesagte.

Es bedeutet darin:

- F den Fachbaum, aus der Zeichnung,
- G die Griessäulen,
- H den Griesholm,
- S die Streben,
- W die Spundwand,
- B die Blattpfähle,
- K die in Rede stehende Klappe.

Die letztere ist zusammengesetzt aus der doppelten Bohlenlage c, den Holzleisten a und den Eisenschienen b.

Beide letzteren sind durch Bolzen, welche durch die doppelte Bohlenlage hindurchgehen, mit einander verbunden und sichern somit den festen Zusammenhang der Klappe.

Hierbei ist aber der Holzleisten a stärker, als das Maaß der doppelten Bohlenlage angenommen, auch sind die Schraubenmuttern nebst Unterlagsscheibe auf derjenigen Seite der Klappe angebracht, auf der sich die Holzleisten befinden.

Hierdurch aber kommt der Schwerpunkt der Klappe etwas außerhalb der doppelten Bohlenlage — etwa bei s — zu liegen, und die Klappe hängt in Folge dessen nicht vertikal, sondern etwas schräg, so daß das Wehr, so lange der Vor- und Binnenwasserspiegel im Niveau stehen, um ein Geringes geöffnet bleibt.

Es ist leicht einzusehen, daß die eine der den Wehren zufallenden Aufgaben, nämlich eine natürliche Auswässerung der Niederung zu gestatten, sobald das Kurische Haff um ein Geringes unter dem Niveau der Binnengewässer steht, dadurch vollkommen gelöst ist.

Aber auch die entgegengesetzte Aufgabe der Wehre — sich beim leisesten, durch Sturm erregten Rückstau von selbst zu schließen — ist durch diese Anordnung vollkommen erfüllt, wenn man nur bei der Construction dafür sorgt, daß der Schwerpunkt nicht all zu weit aus der Bohlenlage herausfällt. Wenn dieses nämlich, wie bei den in Rede stehenden Wehren, nur um ein Geringes geschieht, so drückt schon der dem Rückstau vorangehende Wind — der in den Klappen eine breite Fläche trifft — dieselben sanft in die für sie in die Griessäulen gestemmten Nuthen, und es ist nur ein ganz geringer Wasserdruck nöthig, um den vollständigen und dichten Schluß des Wehres zu bewirken.

Diese Voraussetzung wurde bei der Bauausführung auch vollkommen bestätigt, indem wiederholte Beobachtungen über die Höhe des zum Schließen der Wehre erforderlichen Rückstaues angestellt wurden.

Das Ergebniß derselben war, daß eine kaum merkliche Niveaudifferenz im Verein mit dem Winddrucke die Rückstauwehre zum Schlusse brachte.

Die specielle Anordnung dieser Wehre ist aus Tafel 17, Fig. 1 ersichtlich. Quer durch das Flußbett geht eine starke Spundwand, welche sich auch jenseits der beiderseitigen Stirnwände fortsetzt, im Flußbette etwas über dessen Sohle hervorragt, hinter den Stirnwänden jedoch bis nahe zur Dammkrone reicht, und dort in den Griesholm verzapft ist.

Der im Flußbette liegende Theil der Spundwand ist in einen starken Fachbaum verzapft, und letzterer noch durch die vor der Spundwand eingerammten Blattpfähle unterstützt und damit verbolzt. Auf diesen Fachbaum setzen sich in gewöhnlicher Weise die Griessäulen auf. Sie sind mit Nuthen für die Wehrklappen versehen und in den oben liegenden Griesholm verzapft.

Um dem Grieswerke die nöthige Stabilität gegen den Wasserdruck bei Rückstaufluthen zu geben, sind die Griessäulen auf der entgegengesetzten Seite mit Doppelstreben versehen, welche auf die in den Fachbaum gezapften und auf 3 verholmten Pfahlreihen ruhenden Grundschwellen mit Versatzung und Bolzen befestigt sind.

Das aus losem Moorgrunde bestehende Flußmaterial sollte nach dem Bauprojecte zwischen den Grundpfählen und vor, wie hinter dem Wehre bis auf festere Erdschichten fortgebaggert und dafür eine solide Betonlage eingebracht werden.

Theils zur Communication, theils behufs Besichtigung des Bauwerkes war in der Höhe der Dammkrone eine Fußgängerbrücke angeordnet, deren Planken auf kurzen, in die Griessäulen gezapften Schwellen, die durch Gegenstreben unterstützt sind, ruhen sollten.

Die Stirn- und Flügelwände sollten aus eingerammten, gegen den Erddruck mit Erdankern versehenen Pfählen mit starker Bohlenhintersatzung gebildet und mit starken Hölzern verholmt werden. Zur Vermeidung des Aushebens der Holme und der Griessäulen bei etwa eintretendem hohen Eisstande war eine sorgfältige Eisenbefestigung für alle Verzapfungen und Versatzungen angeordnet, auch sollten die Grundschwellen auf ihren Grundpfählen mit sogenannten Grundzapfen befestigt werden.

Die Eröffnung und Trockenlegung der Baugrube für das Wehr im Elsenbruche unterlag gar keinen Schwierigkeiten, wogegen der Brastgraben im Sommer öfter große Fluthen nach dem Haff zu bringen pflegte, und daher bei seiner Durchdämmung, behufs Bildung der Baugrube, darauf Rücksicht zu nehmen war, wo in diesem Falle die Gewässer des Brastgrabens hin zu dirigiren wären.

Um hier allen Eventualitäten zu begegnen, war daher im Bauplane angenommen, daß dies Wehr, sowie das noch größere Rückstauwehr in der Beck, erst dann in Angriff genommen werden sollte, wenn das Schöpfwerk auf Julienhöhe fertig und betriebsfähig geworden war.

Der Brastgraben sollte dann an der für das Wehr bestimmten Stelle mit zwei Fangedämmen durchschnitten und dazwischen die Baugrube eröffnet werden. Für die Trockenlegung und Trockenhaltung derselben wurde ein durch Menschenkraft betriebenes Pumpwerk für ausreichend erachtet, während die befürchteten Hochgewässer des Brastgrabens bei starkem Regen durch den bereits fertigen Brastcanal nach dem Schöpfwerke dirigirt und mittelst der dortigen Kreiselpumpen nach dem Kurischen Haff befördert werden sollten.

Für die Stärke der einzelnen Verbandstücke der Wehre waren folgende Dimensionen gewählt:

1. Grundpfähle 9 Zoll Rundholz.
2. Blattpfähle 11 Zoll Rundholz.
3. Spundpfähle 8 Zoll.
4. Langschwellen 9 und 10 Zoll.
5. Querschwellen 10 und 11 Zoll.
6. Fachbaum 15 und 15 Zoll.
7. Griessäulen 15 und 15 Zoll.
8. Griesholm 15 und 15 Zoll.
9. Streben 10 und 10 Zoll.
10. Schwellen der Laufbrücke 9 Zoll.
11. Streben derselben 7 und 8 Zoll.
12. Planken der Klappen $1^1/_2$ Zoll, also für beide Lagen zusammen 3 Zoll.
13. Leisten 5 und 5 Zoll.
14. Wandpfähle der Stirn- und Flügelwände 9 und 9 Zoll.
15. Holme derselben 9 und 10 Zoll.

16. Hintersetzungsbohlen 3 Zoll.

Die Ausführung der Wehre im Elsenbruche und im Braftgraben wurde ganz dem Plane gemäß vollzogen und stellten sich keinerlei Schwierigkeiten dabei ein, nur fand es Verfasser angemessen, mit dem Bau des Wehres im Braftgraben schon früher vorzugehen, als er bei Aufstellung des Projectes annehmen zu müssen geglaubt hatte.

Wie schon erwähnt, wurde der ganze Bau durch den Eintritt einer ungewöhnlichen Dürre in dortiger Gegend begünstigt. Verfasser entschloß sich daher, mit dem Bau des Wehres im Braftgraben vorzugehen, noch ehe das Schöpfwerk auf Julienhöhe betriebsfähig war. Im Falle wider Erwarten unvermuthete Regengüsse eintreten und der Braftgraben Fluthen herabbringen sollte, war darauf zu rechnen, daß diese von der ausgedorrten Niederung zum größten Theil verschluckt und den Fangedämmen der Wehrbaustelle wenig gefährlich werden würden. Unter Beschleunigung der Arbeit wurde der Bau in beschriebener Weise ausgeführt.

Das Rückstau-Wehr in der Duhnau'schen Beek Fig. 2 Taf. 17, war mit 28 Fuß Lichtweite, wie bereits erwähnt, nach dem Poirée'schen System mit eisernen, niederzulegenden Böcken und doppelten Vorsetz-Nadeln projectirt, und daher nicht auf ein selbstthätiges Manövriren eingerichtet. Der Grund, weshalb dasselbe nicht ebenso angeordnet war, wie die soeben beschriebenen Wehre, lag lediglich in der Befürchtung, daß an der nicht fernen Willmann'schen Ecke der Eisandrang zur Frühjahrszeit so bedeutend sein möchte, daß ein quer durch den Fluß gebautes Grieswerk leicht Schaden dabei nehmen könnte.

Zur Zeit der Aufstellung des Projectes lagen Erfahrungen über die Eisstandsverhältnisse an dieser Stelle noch nicht vor, und es wurde daher der hölzerne Grundbau des Wehres so entworfen, daß, falls die obige Befürchtung sich als grundlos herausstellen sollte, statt der eisernen Böcke und Nadeln ein hölzernes Grieswerk mit hängenden Klappen eingesetzt werden konnte.

Es bedarf wohl keiner Erwähnung, daß die letzte bereits ausführlich besprochene Einrichtung in dem vorliegenden Falle dem Poirée'schen System bei Weitem vorzuziehen ist; denn abgesehen davon, daß für das Wehr ein besonderer Schleusenmeister erforderlich war, läßt sich der Schluß desselben auch nicht mit der hier erforderlichen Geschwindigkeit bewirken.

Während des Aufrichtens der eisernen Böcke und des Einstellens der Vorsetznadeln ist es unvermeidlich, daß bedeutende Wassermassen in die Niederung eindringen, die zwar bei einer Leistungsfähigkeit von 100 Cubikfuß pro Sekunde des Schöpfwerkes zu Julienhöhe bald wieder herausgeschafft wären, die aber den in der Nähe befindlichen Heuhaufen unter Umständen sehr verderblich werden konnten.

Die Stirn- und Flügelwände dieses Wehres sind in ganz ähnlicher Weise angeordnet, wie bei dem Wehre im Braftgraben, auch ist hier der lockere Grund zwischen den Grundpfählen quer durch das Flußbett fortgebaggert und durch eine Betonlage ersetzt.

Im Uebrigen weicht die Construction des Grundbaues etwas von den Uebrigen ab. Die in der Zeichnung angegebene Spundwand geht quer durch das Grundbett und setzt sich hinter den Stirnwänden noch weiter fort, indem sie hier als eine sogenannte aufgesetzte Wand behandelt ist. Taf. 18, Fig. 4 und 5. Die Spundwand ist ihrer ganzen Länge nach mit einem Fachbaum verholmt, der zwischen den beiden Stirnwänden den einzusetzenden Nadeln als Schwelle für die Fußenden dienen sollte. Die letzteren legen sich gegen eine starke Langschwelle, die auf einer Reihe von Grundpfählen verzapft, mit dem Fachbaum verbolzt und an der Stelle, wo die Fußenden der Nadeln sich anlegen, mit einer Eisenschiene versehen ist. Parallel zu dieser Schwelle liegt eine zweite, ebenfalls auf Grundpfählen verzapfte Schwelle, und sind in beiden die Lager für die Zapfen der eisernen Böcke, um welche sie sich beim Niederlegen und beim Aufrichten drehen, angebracht. Die Art, wie dieselben projectirt waren, ist aus Tafel 17 und 18 ersichtlich.

Beide Schwellen sollten zur Erhaltung der parallelen Lage auf Querschwellen verkämmt werden, die ebenfalls auf Grundpfählen verzapft waren. Die eisernen Böcke sollten mit kurzen Eisenschienen beim Richten zusammen geklammert werden, und sollten dadurch die beiden eisernen Griesholme, Taf. 17, Fig. 2, und Taf. 18, Fig. 4, gebildet werden, von denen der vordere den Oberenden der Nadeln als Widerlager dienen sollte.

Für die Ausführung des Baues war ebenso, wie für das Wehr im Braftgraben, angenommen worden, daß dieselbe erst nach Fertigstellung des Schöpfwerkes auf Julienhöhe bewirkt werden sollte.

Der Beekfluß sollte mit zwei Fangdämmen durchschnitten und die zwischen beiden liegende Baugrube durch Dampfkraft trocken gelegt und während des Baues trocken gehalten werden — da bei dem durchlässigen Boden und bei dem bedeutenden Wasserandrange in der Beek die Wasserförderung durch Menschen oder Zugthiere als unzureichend erachtet werden mußte.

Für diesen Zweck sollte die auf dem Bauplatze des Schöpfwerk-Etablissements stehende provisorische 12pferdige Dampfmaschine an den Beekfluß translocirt werden, da sich annehmen ließ, daß bis dahin die ganze von ihr zu verrichtende Holzschneidearbeit beendet sein würde.

Von dieser Disposition wurde auch bei der Bauausführung nicht abgegangen, da sich dieselbe Operation, wie bei dem Wehre im Braftgraben, theils wegen der längeren Bauzeit, theils wegen der bedeutend größeren Wassermenge des Beekflusses nicht ausführen ließ.

Während der Durchdämmung des Beekflusses wurden

die Gewässer desselben durch den Beek-Canal nach dem bereits in Function getretenen Schöpfwerke auf Julienhöhe dirigirt, und von dem letzteren nach dem Kurischen Haffe befördert.

Hinsichtlich der Construction indessen glaubte Verfasser von seinem ersten Projekte abgehen zu können, und wurde daher anstatt der eisernen Böcke und der Versetznadeln ein hölzernes Grieswerk mit hängenden Klappen, ganz in der nämlichen Art, wie sie bei dem Wehre im Braftgraben beschrieben und ausgeführt sind, angeordnet.

Abgesehen von den guten Erfolgen nämlich, welche diese Construction bereits an dem Wehre im Braftgraben gezeigt hatte, und den großen Vortheilen, welche ihr rasches und promptes Manövriren bei Rückstau sowohl, wie auch bei höherem Binnenwasser darbot, stellten auch die Beobachtungen in dem, dem Baujahre vorangehenden Winter den Eisgang als ungefährlich dar.

Das Wehr wurde außerdem etwas mehr zurückgezogen, als anfänglich projektirt war, und in größerer Entfernung von der Mündung des Beekflusses erbaut.

Der Bau selbst wurde zu verschiedenen Malen durch das Kurische Haff stark gefährdet, indem Nordstürme eintraten, und der gegen das Haff gerichtete Fangdamm durch Rückstaufluthen und starken Wellenschlag sehr zu leiden hatte.

Es kamen indessen keine weiteren Unfälle vor, und mit diesem Bauwerke war zugleich die Deichlinie gegen das Kurische Haff hin geschlossen.

Das Hauptobjekt der ganzen Entwässerungsanlage, das Wasserhebungswerk auf Julienhöhe, welches aus bereits angeführten Gründen in einem besonderen Artikel speciell behandelt werden wird, umfaßt folgende Einzelwerke:

1. eine Condensations-Maschine von 60 Pferdekraft à 75 Kilogr.-Meter,
2. zwei Kreiselpumpen von 6 Fuß 3 Zoll Durchmesser,
3. zwei Cornwaller Dampfkessel,
4. eine selbstthätige Auslaßschleuße,
5. zwei Einlaßschleußen,
6. eine Brücke über den Braftcanal,
7. eine desgl. über den Abflußcanal,
8. ein Wohnhaus für den Maschinenmeister,
9. eine Schlosser- und Schmiedewerkstätte,
10. Wohnungsräume für Arbeiter, Kohlen- und Utensilienschuppen, Brunnen ꝛc.

Die Gebäude mit Einschluß des Maschinen- und Kesselhauses sind oberhalb des massiven Grundbaues sämmtlich in Fachwerk erbaut und mit Schiefer eingedeckt.

Die beiden von der Dampfmaschine getriebenen Kreiselpumpen fördern, wenn die erstere mit mäßiger Dampfspannung arbeitet, gegen 100 Cubikfuß Wasser pro Sekunde bei 3 Fuß Hub ins Kurische Haff, und schaffen während der Frühjahrs-Auswässerung bei 1 Fuß durchschnittlicher Förderhöhe circa 300 Cubikfuß Wasser pro Sekunde fort.

In der ersten Betriebszeit, gleich nach Fertigstellung der ganzen Entwässerungsanlage, wurden über die gehobenen Wassermengen folgende Beobachtungen angestellt, indem die Geschwindigkeit des abfließenden Wassers im Ableitungscanale mit dem Woltmann'schen Flügel gemessen und die Hubhöhe an zwei Pegeln beobachtet wurde, von denen einer im Binnenwasser, der andere im Vorwasser aufgestellt war:

Dampfspannung pro □Zoll.	Expansion.	Hubhöhe.	pro Sekunde gefördertes Wasserquantum.
15 Pfund	1/2	2 Fuß — Zoll	65 Cubikfuß
26 „	3/4	2 „ 3 „	105 „
30 „	3/4	3 „ 5 „	92 „
30 „	3/4	3 „ 2 „	97 „
31 „	1/2	3 „ 3 „	95 „
25 „	3/4	3 „ 0 „	91 „
35 „	1/2	3 „ 3 „	89 „
30 „	3/4	3 „ 6 „	84 „
32 „	3/4	3 „ 0 „	98 „
25 „	—	2 „ 0 „	90 „
38 „	—	3 „ 0 „	133 „
38 „	—	3 „ 3 „	120 „
42 „	—	3 „ 1 „	151 „

Bei höherer Dampfspannung von 38 bis 40 Pfund pro □Zoll wurden im Durchschnitt 120 Cubikfuß Wasser aus der Niederung nach dem Kurischen Haff gefördert. Dies macht

pro Stunde . . . 432000 Cubikfuß und
in 24 Stunden . . 10 Millim. Cubikfuß Wasser.

Das Wasserhebungswerk der Caymen-Lablacker Niederung hat unter Verhältnissen seine Aufgabe zu erfüllen, die wesentlich verschieden von derjenigen ist, welche dergleichen Werken in anderen Niederungen zufällt.

Die letzteren haben gewöhnlich den atmosphärischen Niederschlag aus einem ringsum eingedeichten Polder zu entfernen, während das Wasserhebungswerk der Caymen-Lablacker Niederung, außer der demselben im Frühjahre zufallenden Massen-Entwässerung, den atmosphärischen Niederschlag aus dem ganzen Flußgebiete des Beekflusses und des Braftgrabens zu bewältigen hat, weil die Niederung keinen ringsum eingedeichten Polder bildet, vielmehr nur gegen das Kurische Haff hin durch einen Rückstaudamm geschützt ist, und daher alle seitlichen Zuflüsse aus dem Nebenterrain sich in dieselbe ergießen.

Allein es treten hier noch andere Verhältnisse hinzu, welche in andern Gegenden weniger stark auf den Betrieb von dergleichen Wasserhebungswerken influiren.

Es sind dieses die an der Ostseeküste häufigen und schweren Regengüsse, welche zu Ausgang des Sommers um

die Erntezeit, die dortigen Ländereien betreffen, und häufig in 14 Tagen den verhofften reichen Ertrag der Aecker zu Nichte machen.

Diese Regengüsse sind öfter so stark, daß theils wegen grundloser Wege, theils wegen des Wetters selbst, die Feldfrüchte nicht eingebracht werden können und zum großen Theile auf dem Felde verkommen müssen.

Die Landwirthschaft kann dort überhaupt nur dadurch bestehen, daß ein im Vergleich zu andern Gegenden außerordentlicher großer Viehstand und namentlich Zugthiere gehalten werden müssen, um mit größter Schnelligkeit die Feldfrüchte einbringen zu können.

In Folge dieser Niederschlagsverhältnisse sind auch die Sommerfluthen in den dortigen Flüssen und Strömen nicht nur außerordentlich stark, sondern in ihrem Beginn und Verlaufe auch äußerst rapide.

Das passendste Beispiel für dieselben liefert der Pregelstrom, an welchem Verfasser specielle hydrometrische Arbeiten unternommen hat, die geeignet erscheinen, für diese Sommerfluthen einen Maaßstab zu gewinnen.

Der Pregelstrom führt in gewöhnlichen Jahren, in denen kein übermäßig trockner oder nasser Sommer vorwaltet, nach den Durchschnittsresultaten verschiedener Wassermessungen ein Wasserquantum von 1360 Cubikfuß pro Secunde, während eine bei Gelegenheit einer Sommerfluth im Monat August angestellte Messung eine Wassermenge von 9640 Cubikfuß pro Secunde ergab.

Diese Sommerfluth entsprach einem Wasserstande von

8 Fuß	9 Zoll	am Hauptpegel zu Königsberg,
9 „	6 „	am Pegel am Litthauer Baum daselbst,
5 „	2 „	„ „ zu Barten,
12 „	5 „	„ „ zu Tapiau.

Dieses ist indessen noch nicht die höchste dort vorkommende Sommerfluth, denn es haben im Laufe der Jahre Fluthen — obgleich seltener — statt gefunden, welche diesen Wasserstand um 1 Fuß und mehr übertrafen.

Hält man indessen die vorstehenden Zahlen fest, so ergiebt sich daraus, daß die Sommerfluthen in den genannten Gegenden das gewöhnliche Sommerwasser um mehr als das siebenfache übersteigen.

Selbst in ganz gewöhnlichen Jahren ist der atmosphärische Niederschlag im Juni, Juli, August und September, wie sich aus den nachfolgenden Beobachtungen ergiebt, welche in den, dem Entwässerungsbau der Caymer Niederung vorangehenden Jahren angestellt wurden, sehr groß. Es ergiebt sich hiernach für das Jahr 1854

Monat.	Höhe des atmosphärischen Niederschlages.
Januar . .	21,8 Pariser Linien,
Februar . .	15,36 „ „
März . . .	13,68 „ „
April . . .	13,08 Pariser Linien,
Mai . . .	10,44 „ „
Juni . . .	43,92 „ „
Juli . . .	41,52 „ „
August . .	39,25 „ „
September .	36,00 „ „
October . .	32,40 „ „
November .	36,72 „ „
December .	28,92 „ „

und für das folgende Jahr 1855

Januar . .	13,32 Pariser Linien,
Februar . .	2,40 „ „
März . . .	22,92 „ „
April . . .	31,44 „ „
Mai . . .	30,12 „ „
Juni . . .	24,36 „ „
Juli . . .	57,60 „ „
August . .	51,00 „ „
September .	36,00 „ „
October . .	33,60 „ „
November .	14,10 „ „
December .	13,56 „ „

Im Jahre 1857—1858 wurde beobachtet:

Niederschlag vom 1. November bis ultimo April 13½ Zoll preußisch, während die seit einer Reihe von Jahren angestellten Beobachtungen den höchsten, pro Sommermonat vorkommenden Niederschlag auf 5½ Zoll preußisch ergaben.

Während der Bauzeit, vom Frühjahr 1857 bis Herbst 1858 wurde die Caymen-Lablacker Niederung zweimal von starken Fluthen heimgesucht.

Die eine derselben war eine Regenfluth, die andere eine Rückstaufluth.

Die Regenfluth trat nach dem schon erwähnten sehr trockenen Sommer des Jahres 1858 zu einer Zeit ein, als die Bauwerke schon so weit vorgeschritten waren, daß derselben ein erfolgreicher Widerstand geboten werden konnte. Es war um die Zeit des zweiten Grasschnittes, der theils in Folge des dürren Sommers, theils aber auch dadurch, daß das Wasserhebungswerk bereits betriebsfähig war, nicht — wie gewöhnlich — verloren ging, sondern eingeerntet werden konnte, als plötzlich Regengüsse, wie sie seit Menschengedenken nicht vorgekommen waren, sich über der Niederung entluden.

Das Gras war zum Theil abgemäht, zum Theil auch schon in Haufen gesetzt, und wäre in wenigen Stunden fortgeschwemmt worden, wenn die Zustände der Niederung dieselben, wie vor dem Baue gewesen wären.

Die Deichlinien waren bereits geschlossen, und es wurde eben an dem Wehre in der Duhnau'schen Beek gearbeitet.

Die Fangedämme desselben schlossen provisorisch diesen Fluß gegen das Haff ab, und somit war die ganze Regenfluth von dem Wasserhebungswerke auf Julienhöhe zu bewältigen.

Der Haffstand selbst war indessen niedrig und daher das zu fördernde Wasser nur auf geringe Höhe, etwa 2 Fuß, zu heben.

Gleich beim Beginn der mächtiger werdenden Zuflüsse im Beekflusse und im Braſtgraben wurden die Maschinen mit 20 Pfund Dampfspannung und $^1/_2$ Expansion angelassen, und der Betrieb tagüber ohne Zuhilfenahme der Nächte fortgesetzt, wobei circa 70 Cubikfuß Wasser pro Secunde ins Haff gefördert wurden.

Im Durchschnitt mußte das Wasser in den Binnengewässern circa $1^1/_2$ Fuß unter dem Niveau der Niederung gehalten werden, wozu die vorhin angegebene Kraftäußerung der Werke sich als genügend herausstellte.

Im Laufe der ersten Tage mußte indessen schon mit höherer Dampfspannung gearbeitet werden, weil der Regen sich verstärkte und die Zuflüsse immer reichlicher wurden. Es war indessen auch hierbei nicht nöthig, einen Nachtbetrieb für die Werke anzuordnen, und arbeiteten dieselben durchschnittlich mit 30 Pfund Dampfdruck pro □Zoll und $^1/_2$ Expansion, wobei pro Secunde circa 90 Cubikfuß Wasser gefördert wurden.

In der folgenden Woche verstärkte sich der Regen und der Wasserzufluß, auch trat zugleich ein höherer Haffstand ein, so daß das Wasser auf durchschnittlich 3 Fuß zu heben war.

Die Werke arbeiteten unterdessen mit derselben Dampfspannung weiter, jedoch war es nöthig, den Tagbetrieb um einige Stunden zu verlängern und, statt der früheren 10stündigen, eine 15stündige Arbeitszeit einzuführen, um den Stand der Binnengewässer $1^1/_2$ Fuß unter dem Niveau der Niederung zu erhalten.

Am 6. September des gedachten Jahres artete der Regen in einen vollständigen Wolkenbruch aus, und es wurde der Zufluß in den Binnengewässern sehr stark und rapide. Selbst das Nebenterrain gab ganze Wasserströme in die Niederung, die sich zum Theil ganz neue Rinnen bildeten, und Erde, Wurzeln, Holz u. s. w. in großer Masse nach den Hauptgräben der Niederung schafften. Die heftige Strömung in den letzteren griff die Ufer derselben an, und es kamen große Rasenstücke, Baumstubben, Strauch u. s. w. durch den Beek und Brastcanal bis an das Wasserhebungswerk. Obgleich von den größeren dieser Körper keine an die Kreiselpumpen gelangen konnten, weil vor den Einlaßschleußen starke Gitter angebracht waren, so trieb dennoch eine Menge kleinerer Stücke unter die Kreiselpumpen und wurden von denselben ohne die geringste Störung mit ins Vorwasser gehoben.

Zur Bewältigung dieser überaus starken Fluthen war es nöthig, die Maschinen mit 38 bis 40 Pfund Dampf pro □Zoll und $^3/_4$ Expansion gehen zu lassen, zumal auch auf dem Kurischen Haffe ein heftiger Sturm wüthete und dasselbe sehr hoch und unruhig war. Die Förderhöhe war hierbei $3^1/_4$ Fuß und wurden pro Secunde 120 bis 130 Cubikfuß Wasser herausgeschafft.

Der Stand der Binnengewässer blieb unverändert auf $1^1/_2$ Fuß unter dem Niveau der Niederung, so daß es nicht nöthig war, einen Nachtbetrieb bei den Werken anzuordnen, und eine 15stündige Tagesarbeit genügend erschien.

Diese Wolkenbrüche dauerten mit kurzen Unterbrechungen 3 Tage und war also zu ihrer Abwehr eine 45stündige Arbeit erforderlich gewesen.

Rechnet man, daß im Durchschnitt 125 Cubikfuß Wasser pro Secunde durch die Werke aus der Niederung geschafft wurden, so führten diese Wolkenbrüche in 3 Tagen einen atmosphärischen Niederschlag von über 20 Millionen Cubikfuß der Niederung zu.

Nicht minder heftig war die Rückstaufluth, von der die Niederung während der Bauzeit heimgesucht wurde.

Diese Fluth trat im Sommer des Jahres 1857 ein, und war der Stand der Bauten etwa wie folgt. Die beiden Zuleitungscanäle, der Brast- und Beekcanal, waren noch nicht in Angriff genommen, dagegen war der Abflußcanal fertig, und nahe vor der Baustelle des Wasserhebungswerkes mit einem starken Fangdamme geschlossen. Unmittelbar dahinter war die Baugrube für die Fundamente der Kreiselpumpen etwa 16 Fuß tief ausgehoben, und war man eben damit beschäftigt, die tiefer belegenen Theile der Fundamente zu legen. Von den Rückstaudämmen war die Linie vom Vorwerk Damm bis Willmanns ganz, und die Linie von dem Beekflusse bis Nr. 0 etwa zur Hälfte vollendet. Demnach war für den Eintritt der Rückstaufluthen in die Niederung eigentlich nur noch das Flußprofil der Beek und des Brastgrabens offen, denn der unfertige Theil des Dammes von Nr. 0 bis zur Beek wurde, wenigstens für den Anfang, durch die an jener Stelle ziemlich hohe Sanddüne ersetzt.

Fast ganz ohne vorherige Anzeichen sprang etwa um Mittagszeit Nordwind auf, der bald in Sturm ausartete, und nunmehr mit großer Geschwindigkeit die Gewässer des Haffes gegen die Südküste trieb. Um Mittagszeit zeigte der Pegel einen Haffstand von 5 Fuß und 7 Zoll und in wenigen Stunden waren bereits 8 Fuß Wasserstand am Pegel. Dabei stürzte das Wasser durch die Beek und den Brastgraben so schnell in die Niederung, daß dieselbe noch vor Abend desselben Tages zum größten Theil unter Wasser stand.

Dieser Sturm wurde von starkem Regen begleitet und war so heftig, daß es Schwierigkeiten hatte, die Leitdämme des Abflußcanals entlang zu gehen, auch stellte sich in letzterem ein Wogengang ein, der, verbunden mit dem starken Wasserdrucke, dem am Ende desselben befindlichen, die Baugrube des Wasserhebungswerk schützenden, Fangdamm große Gefahr brachte.

Außerdem lag in der Nähe der Baustelle, im Niederungsterrain, eine Menge von Bauhölzern aufgestapelt, die zum Theil ins Treiben kamen und nur mit großer Mühe gerettet werden konnten.

Der größte Theil der Arbeiter war aus dem Innern des Landes herangezogen und mit dergleichen Seestürmen unbekannt, daher dieser Sturm bei den Schachtgenossenschaften, welche im Vorlande an dem Rückstaudamme von dem Beckflusse bis Nr. 0, sowie bei Aufräumung der Binnengewässer arbeiteten, eine große Verwirrung hervorbrachte und ein großer Theil der Karren, Laufplanken und sonstiger Geräthe nur unter Aufbietung der äußersten Energie vor den schnell anstürzenden Fluthen geborgen werden konnte.

Die Erhaltung des am Ende des Ableitungscanals liegenden großen Fangdammes war eine Zeitlang zweifelhaft. Er war zwar in solider Weise mit 3 verholmten Pfahlreihen, wovon die hintere etwa die halbe Höhe der beiden vorderen erreichte, mit starken Streben und Zangen ausgerüstet, jedoch war die Füllung, aus Lehmboden bestehend, bei der vorangegangenen trocknen Witterung zusammen getrocknet, und mögen sich im Innern des Dammkörpers Spalten und Risse gebildet haben.

Beim Anprall des Staues und der Wellen sprangen in Folge dessen anfänglich dünne, dann immer stärker werdende und zuletzt Erde mit sich führende Wasserstrahlen aus der nach der Niederungsseite gekehrten Plankenlage heraus, während zugleich eine starke Erschütterung durch den Wellenschlag zu verspüren war.

Durch Eintreiben einer leichten Spundwand in die Füllerde und stärkere Verstrebung der Pfahlreihen gelang es, den Fangdamm zu halten.

Der Betrieb der fertigen in Vorstehendem beschriebenen Entwässerungswerke erforderte eine sachgemäße Leitung und Beaufsichtigung.

Für diesen Zweck wurde ein Deichverband gestiftet, an dessen Spitze ein Deichhauptmann und eine Anzahl Deichgeschworener aus der Mitte der Interessenten gewählt wurden.

Es kam hier wesentlich darauf an, die Werke in gutem Zustande zu erhalten und über den Betrieb des Schöpfwerkes selbst und über die Momente, in denen dasselbe in Action zu setzen war, eine richtige Disposition zu treffen, weil anderenfalls leicht ein unverhältnißmäßig großer Kohlenverbrauch eintreten konnte.

Im Allgemeinen ist im Herbste und Winter wenig zu thun. Man läßt das Wasser über die Niederungswiesen gehen, wie es eben die Verhältnisse mit sich bringen. In der Regel fängt das Binnenwasser an bedeutend zu steigen, sobald im Herbste der Betrieb der Schöpfmaschinen eingestellt wird. Später geht das Haff über die Dämme und vereinigt sich mit den Binnengewässern. Sobald das erstere fällt, öffnen sich die Wehre und lassen einen Theil des Binnenwassers abfließen, bis durch einen höheren Haffstand die Wehre geschlossen und die Dämme wieder überfluthet werden. In dieser Weise wechseln die Dammüberströmungen und Wehrausflüsse bis zum Frühjahre, etwa bis Ende März, und es wird durch die über die Niederung gehenden Gewässer eine Menge Stinkstoffe den Wiesen als Düngemittel zugeführt.

In geeignetem Zeitpunkte, kurz vor dem beginnenden Graswuchse, wird das Schöpfwerk auf Julienhöhe in Betrieb gesetzt, wodurch, weil die Gewässer des Beckflusses und des Brastgrabens durch die beiden Canäle auf Tafel 15—16 abgefangen und nach den Maschinen dirigirt werden, sich im unteren Laufe beider Flüßchen eine umgekehrte Strömung einstellt, die dortigen Wehre sich schließen, und in der Regel den ganzen Sommer über geschlossen bleiben.

Nur für den Fall eines ganz ungewöhnlich kleinen Haffstandes öffnen sie sich, um wie schon früher dargethan, durch eine natürliche Auswässerung den Kohlenverbrauch auf dem Schöpfwerke zu ermäßigen.

Letzteres hat, nachdem es die Frühjahrsfluthen aus der Niederung geschafft, und den Binnenwasserspiegel etwa $1^1/_2$ Fuß unter das Niveau der Niederung gesenkt hat, nur noch die Aufgabe zu erfüllen, bei eintretender nasser Witterung und bei stärkeren Regengüssen das Binnenwasser in seinen Grenzen und in einer für den Graswuchs passenden Tiefe unter der Erdoberfläche zu halten, für welchen Zweck die Leistungsfähigkeit der Maschinen so berechnet ist, daß diese die größten zu erwartenden Regenfluthen zu bewältigen im Stande sind.

Die gesammten Baukosten der Entwässerungsanlage betrugen mit Einschluß der Dämme und Hauptcanäle circa 80,000 Thaler.

Die Anlage der Privatgräben und aller sonstigen Meliorentionsarbeiten blieb Sache der Interessenten, jedoch sollte die Grabenanlage nach einem gewissen System vor sich gehen, dessen Prüfung und Feststellung dem Deichamte, unter Vorsitz des Deichhauptmanns, obliegen sollte.

Von diesem Deichamte sollten auch die jährlichen Revisionen, die Grabenschau und alle sonstigen Geschäfte einschließlich der Kassenverwaltung und der Einziehung der Geldbeiträge übernommen werden.

Behufs richtiger Feststellung der von den Interessenten zu zahlenden Abgaben wurde, nachdem die Niederung entwässert und trocken gelegt war, ein nivellitisches Netz über die Ländereien gelegt, und ein Kataster angefertigt, wobei in Bezug auf Höhenlage und sonstige Eigenschaften der Grundstücke gewisse Klassen (Wasserklassen) der Einschätzung zu Grunde gelegt wurden.

Forst Perwifsau

Birken

Bruch

Königl Forst Perwifsau die kl. Post genannt

Moos-Bruch

Rückstau Wehr am Brast Graben

Fig. 1

Das Curische Haff

Binnen

Beton

Rückstau Wehr gegen das Curische Haff im Beek Fluſse

Fig. 2

Das Curische Haff

Beek Fluſs

Beton

Verlag v. Arthur Felix in Leipzig

Fig. 3 Details

17'

Zapfen Lager

1/10 nat. Grösse.

1/12 nat. Grösse

nat. Grösse

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen.

Rückstau Wehr gegen da.

Fig. 1 Oberansicht

Beton

Beton

Fig. 7

Laldamm
Maschinenhaus
Abfluss Canal
Laldamm
Laldamm
Abfluss Canal
Laldamm
Damm
Brücke
Rückstau

Verlag v. Arthur Felix in Leipzig.

Curische Haff im Beck Fluſse

Fig. 5. *Grundriſs.*

1/72 nat. Gröſse

Fig. 8.

Fig. 6.

Haff

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meiſsen.

Graphische Lösung der Fundamental-Probleme der klinographischen Parallelperspective.

Von

Emil Koutny,

Professor der polytechnischen Hochschule zu Graz.

(Hierzu Tafel 19 u. 20.)

Graphische Lösung der Fundamental-Probleme der klinographischen Parallelperspective.

§. 1.

Es ist allgemein anerkannt, daß die klinographische Axonometrie für das technische Zeichnen die größtmöglichste Bequemlichkeit bietet. Dies ist schon in voller Klarheit im Pohlke'schen Fundamentalsatze ausgesprochen, der dem Construirenden in Bezug auf die Achsenrichtung und Maßstäbe vollkommen freie Hand läßt. Es erscheint deshalb geradezu unbegreiflich, warum besagte Methode bisher nur eine so beschränkte und einseitige Anwendung fand, wenn man nicht dem Umstande Gewicht beilegt, daß die schiefe Richtung der projizirenden Linien bei vielen Zeichnern in Vorhinein eine gewisse Abneigung hervorruft.

Weit verbreiteter erscheint die orthographische Axonometrie, trotzdem sie die Freiheit des Construirenden ziemlich einschränkt. Allein dieser hat entweder seine Tabellen, oder wo er sie nicht benützt, leitet er unschwer aus gemachten Grundannahmen die übrigen Daten mit Hilfe von Grund- und Aufriß ab. Bei dem praktisch wichtigen Theile der klinographischen Axonometrie giebt es aber entweder mehr zu rechnen, oder erscheinen graphische Lösungen fast undurchführbar, und dieser nicht sehr trostreiche Beginn des axonometrischen Zeichnens kann jedenfalls auf den Mindergeübten abschreckend wirken und ihn die orthographische Methode vorziehen lassen.

Analytische Lösungen der Fundamental-Probleme der klinographischen Axonometrie wurden schon mehrseits gegeben, selbst für den allgemeinsten Fall, wie ihn der Pohlke'sche Satz voraussetzt. Graphische Lösungen dieser Probleme wurden jedoch meines Wissens noch nicht versucht, möglicherweise haben die diesbezüglichen Arbeiten keine praktisch gut verwerthbaren Resultate ergeben. Der Zweck der folgenden Abhandlung soll es sein, solche graphische Methoden für die bezüglichen wichtigeren Probleme abzuleiten, welche ihrer Anwendung keine besonderen Schwierigkeiten entgegenstellen.

Daß ich hierbei von dem allgemeinsten Falle, daß das Axensystem im Raume eine ganz beliebige Stellung gegen die Bildebene einnehme, ganz absehe, rechtfertigt sich schon durch das nur theoretische Interesse, welches dieser Fall bietet; wir geben fast durchgehends der Bildebene eine verticale Lage und erhalten hierdurch jederzeit Verticallinien auch im Bilde vertical. Das Anschließen der Achsenrichtungen an die vorherrschenden Richtungen des Objektes wird deshalb auch bedingen, die eine (Z) Achse vertical zu stellen, mithin die beiden anderen X und Y horizontal und aufeinander senkrecht, sonst jedoch beliebig anzunehmen. Zu deren Fixirung benöthigen wir deshalb blos den Winkel δ, welchen eine der horizontalen Achsen z. B. die X-Achse mit der auf die Bildfläche Perpendiculären einschließt, und wollen, was selbstverständlich auf die Lösungen sonst keinen Einfluß übt, die Z-Achse selbst in die Bildfläche legen.

§. 2.

Die Projectionsrichtung fixiren wir durch ihre orthogonale Bildflächprojection, welche mit einer Verticallinie des Bildes den Winkel λ (Fig. 1, Taf. 19) einschließen möge, und durch ihre Neigung σ gegen die Bildfläche. Bezeichnen endlich ξ und η die Verhältnisse der schiefen Projection einer Strecke in den Achsen X, resp. Y zu der wahren Länge der Strecke, also zugleich die Einheiten für die Maßstäbe in diesen Achsenrichtungen, ferner ε_1 und ε_2 die Winkel, welche die letzteren mit der Verticalen des Bildes bilden, so haben wir für diesen Fall die Gleichungen

1) $\xi^2 = \sin^2\delta + \cos^2\delta \cot g^2 \sigma + 2\cos\delta \sin\delta \cot g \sigma \sin\lambda$,

2) $\eta^2 = \cos^2\delta + \sin^2\delta \cot g^2 \sigma - 2\sin\delta\cos\delta \cot g\sigma \sin\lambda$,

3) $\cos\varepsilon_1 = \frac{\cos\delta}{\xi} \cos\lambda \cot g\sigma$,

4) $\cos\varepsilon_2 = \frac{\sin\delta}{\eta} \cos\lambda \cot g\sigma$,

welche die analytischen Lösungen sämmtlicher Fundamentprobleme in sich schließen. Wir werden von denselben einen höchst beschränkten Gebrauch machen, und dies nur dann, wenn uns dieselben auf besonders einfache Constructionen leiten.

§. 3.

Was nun den ersten Fall betrifft, wie ihn die Formeln in der aufgestellten Form lösen, wo nämlich außer der Projectionsrichtung (λ, σ) die Stellung des Achsensystems im Raume mittels des Winkels δ gegeben ist, so ist wohl über seine graphische Lösung nichts zu bemerken. Dieselbe ist in Fig. 1) angegeben. Auf OX' und OY' sind Längenstücke gleich der Einheit aufgetragen und deren schiefe Projection mit Hilfe der Strahlenrichtung P''', P_1 in OX, OY bestimmt, indem die Projectionen X und Y der Endpunkte gesucht wurden. ($X'X'' = X_1X''$, $X_1X \parallel P_1$, $X''X \parallel P''$ und ebenso bei Y'Y''). Wir nennen die Trace der Coordinatenebene XOY (Grundebene) auf der Bildebene die Grundlinie GG; diese läuft durch O senkrecht auf die Z-Achse.

I.

§. 4.

Als eine Gruppe von Aufgaben wollen wir zunächst diejenigen betrachten, wo wir die drei Achsenrichtungen beliebig annehmen.

Die Grundlinie GG haben wir durch O senkrecht auf OZ zu ziehen.

Obige Annahmen lassen die Aufgabe noch unbestimmt erscheinen; wir haben noch betreffs irgend einer weiteren Date freie Wahl. Es sei also weiter

§. 5.

a) die Verhältnißzahl $\varkappa$ gegeben, welche zwischen den Einheiten der X- und Y-Maßstäbe bestehe; also

$$\frac{OA}{OB} = \varkappa = \left(\frac{\xi}{\eta}\right),$$

wenn OA und OB (Fig. 2, Taf. 19) die Projectionen zweier gleich langen Strecken sind, die in der Richtung der X- und Y-Achse sich befinden.

Wiewohl auch hier der rein geometrische Weg sicher zum Ziele führt, erscheint es doch zweckmäßiger, einen Satz zu benützen, der direct durch Division der Gleichungen (3) und (4) erhalten wird, nämlich

$$\operatorname{tg}\delta = \frac{\eta\cos\varepsilon_2}{\xi\cos\varepsilon_1},$$
$$= \frac{OB.\cos\varepsilon_2}{OA.\cos\varepsilon_1}.$$

Wir finden deshalb den Winkel δ und hierdurch die Stellung des horizontalen Achsenpaares im Raume gegen die Bildfläche, nach der Umlegung um GG in die letztere, indem wir ein rechtwinkeliges Dreieck construiren, dessen Katheten die senkrechten Projectionen von OB und OA auf der Z-Achse, OB' und OA', sind. Es ist deshalb OB' von A' nach CA' auf das Perpendikel OA' zu übertragen und dadurch in OC die X-Achse OX' nach der Umlegung um GG in die Bildfläche erhalten.

OY' steht in O senkrecht auf OX'.

Weiter handelt es sich darum, auf diesen Achsen jene Punkte X_2' und Y_2' zu bestimmen, welche den Punkten A und B der Projection entsprechen. Hierbei kommt zu beachten, daß die Projection AOB und die umgelegte entsprechende Figur $X_2'OY_2'$ affine Gebilde sind, für welche die Grundlinie GG die Affinitätsachse ist. Es müssen deshalb die Geraden AB und $X_2'Y_2'$ sich in einem Punkte U der Grundlinie begegnen, was indeß schon daraus hervorgeht, daß von der Geraden AB der in GG liegende Punkt U seine eigene schiefe Projection ist und zugleich, als in der Drehungsachse liegend, bei der Abwärtsdrehung des Gebildes fix bleibt. Deßhalb haben wir, da $OX_2' = OY_2'$ und somit $\sphericalangle Y_2'X_2'O = \sphericalangle X_2'Y_2'O = 45^0$ beträgt, einfach aus U eine Gerade unter 45° gegen OX' zu ziehen, um in derselben die gewünschten Punkte X_2' und Y_2' zu erhalten. Es ist alsdann $X_2'A$ die Affinitätsrichtung für die schiefe Projection des horizontalen Gebildes und das letztere in die Bildfläche umgelegt — zugleich jedoch der Parallelismus von $X_2'A$ und $Y_2'B$ eine Controle für die Richtigkeit und Genauigkeit der durchgeführten Constructionen.

Um endlich noch die Einheiten für die Maßstäbe der horizontalen Achsen zu erhalten, haben wir die Einheit OZ = 1 nach OX' = OY' zu übertragen, und die Endpunkte X' und Y' in der Richtung $X_2'A$, $Y_2'B$ nach X und Y zu überführen, ($OX = \xi$, $OY = \eta$) wodurch der Fall vollkommen gelöst erscheint.

§. 6.

b) Es werde ein vorhandener Maßstab, dessen Einheit ξ sei, für die zur X-Achse parallelen Linien bestimmt. Nimmt man auf OX, Fig. 3, Taf. 19, eine beliebige Strecke OA und zieht durch A die zur Grundlinie GG Parallele AB, welche OY in B schneidet; betrachtet ferner AB als Drehungsachse für das horizontale rechtwinkelige Dreieck AOB im Raume, welches man auf diese Weise in eine zur Bildfläche parallele Lage bringt, wodurch es in wahrer Gestalt

erscheint, so muß der gedrehte Scheitel O_1 des rechten Winkels bei O im Kreise k liegen, den man über dem Durchmesser AB beschreibt. Zugleich erscheint jedoch die Strecke OA im Raume in wahrer Größe, also gleich $\frac{OA}{\xi} = AO_1$, so daß der Abstand des Punktes O_1 von A gegeben und deshalb O_1 gefunden ist. AO_1 und BO_1 sind somit die Achsenstellungen im Raume und OO_1 die Affinitätsrichtung in Bezug auf die Affinitätsachse GG, woraus die horizontale und verticale Projection der schiefen Projectionsrichtung in OO_1', $O'O_1$ sich ableitet. Endlich ist η und ξ gefunden, wenn man $O_1Y' = O_1X' = 1$ macht, und O_1Y', O_1X' in der Richtung OO_1 nach $OY = \eta$, $OX = \xi$ projicirt.

Daß jeder schiefe Schnitt, wie er sich z. B. bei Y durch OY und YY' ergeben würde, durch Benützung von anderen Bestimmungslinien vermieden werden muß, ist wohl selbstverständlich. Ebenso ist klar, daß X'Y' und XY einen in AB gelegenen Schnittpunkt besitzen müssen.

§. 7.

c) Wäre der Bequemlichkeit wegen für die Verzeichnung der Grundrisse eine bestimmte Affinitätsrichtung erwünscht, so ergäbe sich, wenn so wie im Falle (b) vorgegangen, O_1 im Schnitte des Kreises k mit der durch O in der Affinitätsrichtung gezogen Geraden OO_1. Da hier zwei Schnittpunkte resultiren, so entsprechen dieser Aufgabe zwei verschiedene Lösungen, die in der vorher gegebenen Art weiter entwickelt werden.

§. 8.

d) Ist die Verticalprojection der projicirenden Linien durch den Winkel λ gegeben, so führe man durch O die Gerade OO_1' unter dem Winkel λ gegen die verlängerte Z Achse und errichte in O_1' das Perpendikel $O_1'O_1$ auf AB (Fig. 3), bis dasselbe den Kreis k in O_1 schneidet.

Da indeß λ auch zur entgegengesetzten Seite von OZ gezogen werden kann, so dürften im Allgemeinen zwei Lösungen dieses Falles möglich sein, was eintritt, sobald $O'A > O'O_1'$ und $O'B > O'O_1'$. Ist hingegen, wie in unserm Beispiele $O'A > O'O_1' > O'B$, so ist eine einzige reelle Lösung, für $O'O_1' > O'A$, $O'O_1' > O'B$ keine Lösung der Aufgabe möglich.

§. 9.

e) Wäre δ gegeben, so brauchte man blos BO_1 durch B unter dem Winkel δ gegen AB zu ziehen, um im Schnitte mit k den Punkt O_1 zu erhalten.

Die weitere Ausführung der letztern Fälle ist unter (b) gegeben.

§. 10.

f) Es sei gegeben der Winkel σ, unter welchem die Projectionsstrahlen die Bildebene treffen.

Man ziehe wieder die Achsenrichtungen und nehme auf der X Achse ein beliebiges Stück OA (Fig. 3, Taf. 20), führe AB parallel zu GG und über AB den Kreis K_3, welcher den dem Punkte O entsprechenden Punkt O_1 enthalten muß, wenn BOA um AB parallel zur Bildfläche gedreht wird.

Um eine Lösung dieses Problems zu erhalten, denken wir uns O_1 gefunden, betrachten AB als Grundlinie und O_1 als die schiefe Projection eines Punktes O, der in einer Horizontalebene liegt und von der neuen Bildebene um die Strecke OO' absteht. Dadurch erscheinen die Horizontal- und Vertical-Projectionen der Projectionsrichtung gegen früher verwechselt, so daß in diesem neuen System die Projectionsrichtung mit der Grundebene denselben Winkel σ einschließt, wie früher mit der Bildebene.

Es werden deshalb alle Strahlen, welche mit der Grundebene den gegebenen Winkel σ einschließen und durch O gehen, einen Rotationskegel mit verticaler Achse bilden, dessen Spitze (O, O') ist, und dessen Erzeugende mit der Rotationsachse O'O den Winkel $90^0 - \sigma$ einschließt. Wo dieser Kegel den nun in der Bildebene gelegen gedachten Kreis K_3 trifft, ist O_1.

Die Contourerzeugenden des Kegels in seiner orthogonalen Bildflächprojection sind die durch O' gehenden, gegen AB unter dem Winkel σ geneigten Geraden SS, die deßhalb zugleich die Asymptoten jener Hyperbel darstellen, in welcher der Kegel vor der Bildebene geschnitten wird. Da wir ferner den Abstand OO' der Kegelspitze von der Bildebene kennen, so ist auch der Scheitel F der Hyperbel sofort gefunden, wenn wir die auf die Grundlinie senkrechte Ebene O'OZ um die Kegelachse in eine zur Bildebene parallele Lage drehen, wodurch O nach ω, $(OO' = O'\omega)$ die Bildflächtrace O'Z nach $E\omega$, die betreffende Kegelerzeugende nach SO' fällt. ωE trifft letztere im Scheitel E, welcher schließlich um ZO' nach F zurückzuführen ist.

Der Schnitt dieser Hyperbel mit dem Kreise ist sehr leicht gefunden, ohne daß die erstere zu ziehen nöthig wäre. Projizirt man nämlich den Schnittpunkt M der Scheiteltangente EF mit dem Kreise K_3 auf die imaginäre Achse, die hier mit AB zusammenfällt, nach Q, und beschreibt durch Q den zu K_3 concentrischen Kreis k, so trifft dieser die Asymptoten in 1 und 2 derart, daß die in diesen Punkten errichteten Perpendikel den Kreis K_3 in den zu suchenden Schnittpunkten O_1 und O_2 mit der Hyperbel begegnen.

Von dieser einfachen Constructionsmethode der Schnittpunkte eines Kreises mit einer Hyperbel werden wir wiederholt Gebrauch machen.*)

*) Ich habe dieses Verfahren durch Construction des für die Coordinatenwerthe der Schnittpunkte sich ergebenden Ausdruckes gefunden.

Ist auf diese Weise der dem Ursprung O entsprechende Punkt O_1 gefunden, so ist die weitere Entwicklung analog dem Falle (b) durchzuführen.

II.

§. 11.

Nehmen wir den sehr häufig vorkommenden Fall, daß wir drei Maßstäbe von verschiedenen Einheiten besitzen, die wir für die drei Achsenrichtungen verwenden wollen. Von den Maßstäben können wir irgend einen der Z Achse zuweisen, also seine Einheit der wirklichen Abmessung des Objectes zu Grunde legen, nur muß beachtet werden, daß dieselbe stets kleiner als die Hypothenuse eines rechtwinklichen Dreieckes sei, dessen Katheten die Einheiten der zwei anderen Maßstäbe bilden.

Außerdem hat man indeß immer noch freie Wahl für irgend eine weitere Bestimmung; als:

§. 12.

a) Es sei die Lage der beiden horizontalen Hauptrichtungen des Objectes gegen die Bildebene bekannt, also δ gegeben.

1. Lösung. Durch die Größe der Achsen ist auch die Neigung der Projectionsstrahlen gegen die Bildebene gegeben; denn durch Addition der Gleichungen (1) und (2) resultirt

$$\xi^2 + \eta^2 = 1 + \cotg^2 \sigma, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5)$$

$$\cotg \sigma = \sqrt{\xi^2 + \eta^2 - 1} \text{ oder}$$

$$\sin \sigma = \frac{1}{\sqrt{\xi^2 + \eta^2}}.$$

Der Winkel σ läßt sich also leicht angeben. Ist (Fig. 4, Tafel 19) $OZ = 1$, $Ox = \xi$, $Oy = \eta$, so braucht blos aus x ein Kreis mit dem Radius $OZ = 1$ beschrieben und aus y an denselben die Tangente y z geführt zu werden, um bei y den Winkel $xyz = \sigma$ zu erhalten.

Hat man alsdann OX' unter dem Winkel δ gegen die verlängerte Z Achse gezogen und gleich OZ gemacht, so führe man durch $(X'X'')$ die Projectionsstrahlen unter dem Winkel σ gegen die Bildebene und suche diejenigen derselben auf, welche die Bildfläche in dem mit dem Radius ξ beschriebenen Kreise K_1 treffen. Die sämmtlichen Projectionsstrahlen bilden einen auf der Bildebene senkrechten Kegel, welcher von dieser in einem Kreise k geschnitten wird, dessen Mittelpunkt X'' und dessen Radius in $X''M$ gefunden wird, wenn man $X'M$ aus X' unter dem Winkel σ gegen die Grundlinie zieht.

Eine geometrische Ableitung desselben enthält die interessante Arbeit Prof. Niemtschik's: „Ueber die Durchschnittspunkte von Kreisen und Kegelschnittslinien". 59. Bd. Sitzungsberichte der kais. Akademie der Wissenschaften. Wien 1869.

Diese Kreise k und K_1 bestimmen im Allgemeinen zwei Schnittpunkte X, welche zur Grundlinie symmetrisch liegen. Die dritte Achse OY findet sich schließlich durch Projection von Y' in der nun vollkommen bekannten Strahlenrichtung $X'X''X$.

§. 13.

2. Lösung. Einfacher und genauer löst sich dieselbe Aufgabe, wenn man von der Auffindung des σ absieht und direct zur Fixirung der Achsenrichtungen aus den gegebenen Daten schreitet.

Denkt man sich zu diesem Behufe in der Bildebene die Kreise K_1 und K_2 (Fig. 5, Tafel 19) mit den Radien ξ und η aus O beschrieben, welche Kreise die fraglichen, den Endpunkten $(X'X'')$, $(Y'Y'')$ entsprechenden Achsenpunkte enthalten, ferner die Punkte $(X'X'')$, $(Y'Y'')$ im Raume als Spitzen zweier Kegel, welchen die genannten Kreise als Basen zukommen, so enthalten beide Kegel die zu suchende Strahlenrichtung. Dieselbe wird deshalb offenbar durch jene geraden Erzeugenden beider Kegel repräsentirt, welche eine parallele Lage besitzen, und es reducirt sich somit unsere Aufgabe schließlich darauf, die parallelen Erzeugenden beider Kegel aufzusuchen. Man verschiebt deshalb einen der beiden Kegel, z. B. jenen Y', parallel zu sich selbst so lange, bis seine Spitze nach $(X'X'')$ gelangt, und sucht alsdann seine Bildflächtrace, die ein Kreis k ist. Die verschobene Achse ist $X'\omega \parallel Y'O$ und eine horizontale Erzeugende $X'm \parallel Y'M$; erstere liefert in GG den Mittelpunkt ω, letztere ebendaselbst einen Punkt m der Peripherie des Kreises k. Dieser schneidet K_1 in dem fraglichen Punkte X und liefert hierdurch zugleich Y in der Geraden $Y'Y \parallel X'X$ und dem Kreise K_2.

Natürlich ist auch $MY \parallel mX$ und XY mit $X'Y'$ gegen denselben Punkt der Grundlinie convergirend, wovon mitunter zur genauen Angabe von Y Gebrauch gemacht werden kann. Die Lage der beiden Kreise K_1 und k gegeneinander bringt es schon mit sich, daß die zweite, directe Lösungsweise ein genaueres Resultat liefert.

§. 14.

b) Es sei die Richtung der X Achse im Bilde angenommen, also ε_1 gegeben. Auch hier werden wieder zwei Lösungen, je nachdem σ aus den drei Einheiten ξ, η, 1 vorerst abgeleitet wird, oder nicht, sich ergeben. So wie in (a) wird die directe Methode in der Entwicklung scheinbar complicirter, jedoch in der Ausführung genauer und einfacher sich herausstellen.

1. Lösung. Es sei OX (Fig. 1, Tafel 20) die Richtung der X Achse im Bilde und zugleich $OX = \xi$, K_2 der mit dem Radius η aus O beschriebene Kreis und σ der Neigungswinkel der Projectionsstrahlen gegen die Bildebene,

in der vor angegebenen Weise aus ξ, η und der Einheit abgeleitet.

Führt man durch X den Strahl unter dem Winkel σ gegen die Bildfläche, so liegt derselbe in der Oberfläche eines Rotationskegels mit horizontaler, zur Bildfläche senkrechter Achse, dessen Spitze (X x) in der Bildebene sich befindet, und dessen Erzeugende mit der Achse den Winkel $(90^0 - \sigma)$ einschließt. Der in einer Entfernung $OZ = 1$ von O liegende Punkt der Grundebene, welcher in der Kegeloberfläche liegt, wird offenbar dem Bilde X entsprechen und den Winkel δ bestimmen, sonach erhalten werden, wenn man den horizontalen Kreis K mit dem Kegel zum Schnitte bringt.

Der Kegel wird von der Grundebene in einer Hyperbel geschnitten; die Asymptoten SS derselben gehen durch x unter dem Winkel σ gegen die Grundlinie geneigt, und der Scheitel A ergiebt sich ebenso einfach, indem man xX nach xX_1' überträgt, $X_1'M \perp GG$ errichtet bis zum Durchschnitte M mit der Asymptote, und MAEF horizontal und parallel zur Grundlinie führt. Der Schnitt dieser Hyperbel mit dem Kreise K liefert den verlangten Punkt X' der Grundebene. Daß hierzu nicht erst die Hyperbel gezeichnet wird, ist nach dem Vorhergegangenen klar. Man projicirt den Schnittpunkt E der letzt gezogenen Geraden MAEF mit dem Kreise K nach E', zieht aus O den Kreis k mit dem Radius OE' und projicirt die Schnittpunkte 1 und 2 desselben mit der Asymptote SS in der Richtung der Z Achse in den Kreis K nach X' und X_1'.

Es sind somit im Allgemeinen zwei Lösungen*) unter den gegebenen Bedingungen möglich, denen die Achsenrichtungen OX, OZ und beziehungsweise OY oder OY_1 mit den Winkeln $\delta = X'OZ'$, resp. $= X_1'OZ'$ zukommen.

§. 15.

2. Lösung. Zu einer directen Lösung gelangt man durch folgende Betrachtung.

Man denke sich im horizontalen Kreise K (Fig. 2, Taf. 20) irgend ein δ angenommen, also die Achsenrichtungen X'O, Y'O im Raume gezogen; dann gäbe X' im Raume mit dem gegebenen Punkte X der Bildfläche verbunden die Strahlenrichtung, und mit dieser fände sich die schiefe Projection Y des Punktes Y', welche erstere, wenn X'OY' den Bedingungen der Aufgabe entsprechend angenommen worden wäre, in jenen Kreis K_2 fallen müßte, der aus O mit dem Radius η beschrieben ist. Dies wird nun im Allgemeinen nicht sofort der Fall sein; man wird dies Verfahren mit abgeändertem Winkel δ hinreichend oft wiederholen und hierdurch eine Reihe von Punkten Y erhalten, die eine krumme Linie bestimmen, welche im Schnitte mit K_2 die verlangten Punkte Y liefert.

Hierbei werden den aufeinanderfolgend angenommenen Punkten X' eine Reihe von Projectionsrichtungen zukommen, die in der Oberfläche eines schiefen Kegels liegen, welcher den Kreis K zur Leitlinie, den Punkt (X x) zur Spitze, somit seine Achse in der Bildebene hat.

Die zu diesen Projectionsrichtungen aus den zugehörigen Punkten Y' parallel gezogenen Geraden bilden eine Regelfläche zweiten Grades, von welcher die Grundebene eine Kreisschnittsebene ist, da der Kreis K die Grundflächentrace dieser Regelfläche ist. Weil nun nach der Erzeugungsweise diese Fläche zugleich windschief ist, so kann dieselbe nur ein einmanteliges dreiachsiges Hyperboloid sein, dessen Bildflächentrace die vorangeführte Fußpunktencurve Y darstellt. Da endlich O der Mittelpunkt der Fläche, und die Achse des Kegels K (X x) in der Bildebene liegt, so ist die Bildebene eine Hauptdiametralebene der Fläche, und die Y Curve ein Hauptschnitt, also eine Hyperbel, von welcher wir nur die Asymptoten und eine Achse zu bestimmen haben werden.

Der asymptotische Kegel der Fläche wird erhalten, wenn man den Kegel K(X, x) parallel nach dem Mittelpunkte O, also in der Richtung XO verschiebt, und die in der Bildfläche gelegenen Erzeugenden des asymptotischen Kegels geben zugleich die Asymptoten des in Rede stehenden Hauptschnittes; daher folgen dieselben SS sofort aus den Richtungen der Erzeugenden AX, BX des Kegels, zu welchen sie parallel laufen. Die reelle Achse OC der Hyperbel halbirt den Asymptotenwinkel SOS und die Tangente in ihrem Endpunkte, TCT, hat eine zur Kegelachse parallele Lage. Sind wir im Stande, diese Tangente zu bestimmen, so wird dieselbe die Achse OC in C treffen. Um dies zu bewerkstelligen berücksichtige man, daß die Hyperbel Y zugleich die Contour des Hyperboloides in der orthogonalen Bildflächenprojection ist, und die Contour von den Bildflächenprojectionen sämmtlicher Erzeugenden der Fläche umhüllt wird. Wir haben somit blos jene Erzeugende des Kegels AXB zu suchen, deren Bildflächenprojection mit der Kegelachse XE', die den Winkel AXB halbirt, zusammenfällt. Zu E' ist die Horizontalprojection E im Kreise K, also ist F der um 90^0 von E abstehende Punkt, dessen Bildflächenprojection F in GG einen Punkt der zu XE' parallelen Scheiteltangente TCT giebt.

Hierdurch ist die Hyperbel Y vollkommen bestimmt, und zur Auffindung ihrer Schnittpunkte Y, Y_1 mit dem Kreise K_2 genügt die Tangente TCT allein, indem die in ihr liegende Sehne MN des Kreises K_2 den Durchmesser jenes Bogens k liefert, welcher die Asymptoten SS in den Punkten 1 und 2 schneidet. $1Y_1$, $2Y$ ist auf TCT senkrecht zu ziehen.

Will man die Tangente TCT nicht direct als Erzeugende des Hyperboloides suchen, so ist dieselbe bekanntlich fast

*) Von den zwei weiteren gegen die Grundlinie symmetrisch zu den obigen Lösungen gelegenen Achsenrichtungen sehen wir ab.

eben so einfach aus jeder anderen Hyperbeltangente abzuleiten, wenn man das Stück OT gleich der mittleren geometrischen Proportionale zu den beiden von der anderen Tangente auf den Asymptotenhälften abgeschnittenen Stücke macht. Es ist dies eine bekannte Eigenschaft der Hyperbel, welche aus der Asymptotengleichung am einfachsten abgeleitet wird. Als Tangente ist sodann am zweckmäßigsten die Tangente in dem Punkte B der Hyperbel zu wählen, welche zu OX parallel ist; denn für $\delta = 0$ hätten wir Y' mit B zusammenfallend und die X Achse im Raume auf der Bildfläche senkrecht, mithin die Bildflächenprojection der Kegelerzeugenden in OX.

Die eben besprochene Lösung ergiebt die Schnittpunkte der Hyperbel mit dem Kreise K_2 selbst in den Fällen sehr genau, wo die Lösung (1) die Punkte X' und X_1' (Figur 1) nicht mit der wünschenswerthen Schärfe liefert, — ist also der letzteren umsomehr vorzuziehen, zumal sie in der Ausführung auch einfacher sich gestaltet.

Endlich dürfte noch die Frage nach der Lage der Coordinatenachsen im Raume zu beantworten sein. Verzeichnet man zu diesem Zwecke die Tangente der Hyperbel in dem gefundenen Punkte Y, indem man $OT_1 = 2 . Oy\, (Oy \parallel OS)$ macht, so ist YT_1 die Bildflächprojection der entsprechenden Erzeugenden des Hyperboloides und $XX''\, (\parallel YT_1)$ jene des Kegels X, daher X', im Perpendikel $X''X'$ auf GG, der der X Achse im Raume zukommende Punkt des Kreises K und XX' die Affinitätsrichtung.

In derselben Weise ist mit dem Punkte Y_1 vorzugehen, welcher der zweiten Auflösung XOY_1 dieses Falles angehört.

§. 16.

c) Ist die Bildflächprojection der Projectionsstrahlen durch den Winkel λ oder die Affinitätsrichtung für die schiefen Projectionen horizontaler Gebilde gegeben, so erscheint es stets gerathen, nach dem angegebenen Verfahren aus ξ und η den Winkel σ zu bestimmen, wo dann die Projectionsrichtung vollkommen gegeben erscheint.

Hierauf wäre das Verfahren in Anwendung zu bringen, welches unter (III b) §. 20 besprochen werden wird. Directe Methoden führen auf umständlichere Weise zum Ziele.

§. 17.

d) Es sei bedingt, daß die beiden Achsen OX und OY im Bilde gegen die Z Achse eine gleiche Neigung besitzen; also $\varepsilon_1 = \varepsilon_2$. Sind (Fig. 7, Taf. 19) K, K_1, K_2 die mit den Radien 1, ξ und η beschriebenen Kreise, so wird in diesem Falle die Achsenrichtung im Raume besonders einfach erhalten. Man hat nämlich blos M mit N zu verbinden und OX' darauf senkrecht zu errichten; denn durch Division der Gleichungen (3) und (4) §. 1, folgt:

$$\frac{\cos \varepsilon_1}{\cos \varepsilon_2} = \frac{\eta}{\xi} . \operatorname{cotg} \delta = 1, \text{ also}$$

$$\operatorname{tg} \delta = \frac{\eta}{\xi}.$$

Um nun die Achsenrichtungen im Bilde zu finden, verfahre man so wie in (Fig. 5, Taf. 19). Man betrachte die Kreise K_1 und K_2 als Leitlinien und die in der Grundebene gelegenen Punkte und Y' als Spitzen zweier Strahlenkegel, von welchen die parallelen Erzeugenden zu suchen sind. Zu diesem Zwecke wird der Kegel Y' parallel nach X' verschoben. Die neue Kegeltrace ist sodann der Kreis k_2, dessen Mittelpunkt ω_2 gefunden wird, wenn man in X' die Senkrechte $X'\omega_2$ auf OX' bis zum Durchschnitte ω_2 mit GG errichtet. Der Radius von k_2 ist gleich $OM = \xi$, wie sogleich nachgewiesen werden wird. K_1 und k_2 begegnen sich im zu suchenden Punkte X. In gleicher Weise kann Y mittelst des aus ω_1 beschriebenen Kreises k_1 unabhängig von X gefunden werden, wobei wieder k_1 und K_2 dieselben Durchmesser besitzen.

Daß $\omega_2 a = \omega_2 X = OM$ und $\omega_1 b = OA$, folgt direct aus der Gleichheit der Winkel $90^0 - \varepsilon$; denn denkt man sich $X\omega_2$ gezogen, so stellt diese Gerade offenbar die Richtung der Y Achse im Bilde vor, da sie der Geraden $X'\omega_2$ entspricht, welche zur Y Achse im Raume parallel läuft. Es ist somit $\measuredangle X\omega_2 O = \measuredangle YO\omega_1 = 90^0 - \varepsilon$ und das Dreieck $OX\omega_2$ ein gleichschenkliges, daher $OX = X\omega_2$.

III.

§. 18.

Setzen wir die Projectionsrichtung als bekannt voraus, so bleibt auch hier, wie schon aus (1) ersichtlich, noch freie Wahl hinsichtlich eines Bestimmungsstückes. Für dieses werde

§. 19.

a) eine bestimmte Richtung der X Achse im Bilde gewählt, also ε_1 angenommen. Wählt man in der X Achse irgend einen Punkt A (Fig. 6, Taf. 19), legt durch denselben den projicirenden Strahl AA'' unter dem Winkel λ gegen OZ und AA_1 unter dem Winkel σ gegen AA'', so hat man behufs Auffindung des Durchschnittes dieses Strahles mit der Grundebene in A'' die Bildflächprojection dieses Schnittpunktes und in $A''A_1\, (A''A_1 \perp AA'')$ den Abstand desselben von der Bildebene, somit in $A'\, (A''A' = A''A_1)$ seine horizontale Projection, und es ist $A'O$ die in die Bildfläche gelegte X Achse im Raume. Macht man das Stück OX' derselben der Einheit gleich und projicirt X' in der Affinitätsrichtung AA' in die X Achse nach X, so ist $OX = \xi$, und in gleicher Weise findet sich aus $OY' = 1$ das $\eta = OY$.

§. 20.

b) Es soll ein vorhandener Maßstab, dessen Einheit ξ ist, für die Strecken in der Richtung der X Achse benützt werden.

Lösung 1. Es seien K und K_1 (Fig. 4, Taf. 20) die aus O mit den Radien $OA = OZ = 1$ und $OA_1 = \xi$ beschriebenen Kreise, wovon K in der Grundebene gelegen und um GG in die Bildfläche gedreht gedacht werden soll, während K_1 in der Bildebene liegt.

Unsere Aufgabe wird darin bestehen, jenen Punkt des Kreises K zu finden, welcher in der bekannten Richtung in die Bildebene projicirt, sein Bild im Kreise K_1 besitzt.

Zu dessen Bestimmung denken wir uns den ganzen Kreis K in die Bildebene projicirt, woselbst er sich als eine Ellipse E darstellt, von welcher ein conjugirtes Achsenpaar leicht gefunden ist; denn AB ist ein Durchmesser der Ellipse, und ein Endpunkt C oder D des conjugirt zugehörigen Durchmessers resultirt als schiefe Projection des in der Z Achse gelegenen Punktes Z, Z' des Kreises K.

Auch hier werden sich die Durchschnittspunkte X, X_1 der Ellipse E mit dem Kreise K_1 leicht auffinden lassen, ohne daß das Ziehen der Ellipse erforderlich wäre. Man sucht vorerst die senkrechten Achsen MN, RS dieser Ellipse, (hierzu ein in §. 31 gegebenes Verfahren) beschreibt mit dem Radius OR (der kleinen Halbachse) den Bogen k aus O, zieht aus dem Endpunkte M der großen Achse die Tangente an k, welche den Kreis K_1 in L trifft. Errichtet man nun LF senkrecht auf diese Tangente und im Durchschnitte F mit MN die Senkrechte XFX_1 auf MN, so trifft diese den Kreis K_1 in den gesuchten Schnittpunkten X und X_1 desselben mit der Ellipse E.

Die Begründung dieser Construction liegt darin, daß wir uns E als Schnitt eines Rotationscylinders, welcher der Kugel k umschrieben ist und die Tangente LM zur Erzeugenden hat, mit der Bildebene vorstellen. Wird nun dieser Cylinder durch eine Kugel K_1 vom Radius OA_1 im Kreise LF geschnitten, so liegen in demselben die zu suchenden Schnittpunkte, — zugleich jedoch im Kreise K_1 als Schnitt der Kugel mit der Bildebene, und somit in der Senkrechten XFX_1 auf MN.

Wir haben für diese Aufgabe abermals zwei Lösungen, entsprechend den Achsen XO, X_1O. Die Punkte X und X_1 führen sich in der Projectionsrichtung in den Kreis K nach X', X_1' zurück und bestimmen daselbst die Lage der zugehörigen Achsensysteme X'OY', $X_1'OY_1'$ im Raume, mittelst welchen man schließlich in OY und OY_1 die entsprechenden Bilder der zweiten horizontalen Achsenrichtung und die Einheit η für den bezüglichen Maßstab erhält.

Daß $OY = OY_1$ werden muß, folgt daraus, weil sich η aus den bekannten Daten

$$\eta = \sqrt{\operatorname{cosec}^2\sigma - \xi^2}$$

blos eindeutig ergiebt.

§. 21.

2. Lösung. Man kann aber auch in der Weise zum Ziele gelangen, daß man umgekehrt den Kreis K_1 in die Grundebene schief projicirt und dadurch jene Punkte desselben sucht, welche in die Grundebene zurückprojicirt in den Kreis K fallen. Wir werden, da die Constructionen mit den eben besprochenen vollständig übereinstimmen, blos den Gang des Verfahrens kurz andeuten.

Um K_1 schief in die Grundebene zu projiciren, haben wir für die so entstehende Ellipse E_1 als einen Durchmesser A_1B_1 und im Schnitte C_1 des durch Z_1' geführten Strahles mit der Grundebene den Endpunkt der zu A_1B_1 conjugirten Achse C_1D_1, welch' letztere die Richtung Z'C' besitzt. Aus diesen Achsen folgen weiter die Hauptachsen M_1N_1, R_1S_1 der Ellipse E_1, deren Schnittpunkte X', X_1' mit dem Kreise K in derselben Weise wie früher ausgemittelt werden und die Lage der X Achse im Raume bestimmen, somit das Problem lösen.

§. 22.

c) Es sollen die Einheiten der Maßstäbe für die horizontalen Achsen in einem bestimmten Verhältnisse stehen.

$$\left(\frac{\eta}{\xi} = \varkappa\right).$$

1. Lösung. Beschreiben wir in der Bildebene aus dem Mittelpunkte O zwei Kreise (Fig. 5, Taf. 20) k_1 und k_2, deren Radien OA und OA_1 das gegebene Verhältniß $\frac{OA_1}{OA} = \varkappa$ besitzen, so werden diese Kreise auf den (vorläufig noch unbekannten) Achsenrichtungen des Bildes zwei Strecken von der Länge OA (X Achse), OA_1 (Y Achse) abschneiden, welche offenbar einer und derselben Strecke in den räumlichen Achsen entsprechen, und welche Strecke wir ihrer Größe und Lage nach bestimmen wollen.

Zu diesem Zwecke projiciren wir beide Kreise nach dem im vorigen Paragraphen gegebenen Verfahren in der Strahlenrichtung in die Grundebene, indem wir blos den Punkt O' des Kreises k_1 nach D zurückprojiciren und hierdurch schon beide Halbachsen OA und OD der Ellipse E, damit jedoch auch die Ellipse E_1 erhalten haben; denn für dieselbe resultirt dasselbe Achsenverhältniß und dieselben Achsenrichtungen und ist zugleich OA_1 die eine Halbachse.

Aus den conjugirten Achsen der Ellipse E finden sich die Hauptachsen MN, RS, und wenn man $OM_1 = ON_1 = \varkappa . OM$, $OR_1 = OS_1 = \varkappa . OS$ nimmt, in M_1N_1 und

$R_1 S_1$ auch die Hauptachsen der Ellipse E_1. Unsere Aufgabe besteht nun darin, die beiden Achsenrichtungen im Raume, worauf das den Strecken OA, OA_1 entsprechende wirkliche Maß abgeschnitten ist, so zu zeichnen, daß wir zwei Durchmesser der Ellipsen, — wovon der eine der Ellipse E, der andere E_1 angehört, — so angeben, daß sie auf einander senkrecht stehen und eine gleiche Länge besitzen. Die Richtungen dieser Durchmesser bestimmen dann die Achsenrichtungen im Raume und ihre halbe Länge giebt das den Bildern OA und OA_1 entsprechende wirkliche Stück der X- und Y Achse im Raume. Die Lösung dieses Problems ist unschwer durchzuführen. Man überträgt OM_1 auf die Richtung der kleinen Hauptachse nach OT und OV, verbindet M mit S und V, fällt auf MS aus T das Perpendikel TFH, welches MS in F, MV in H trifft, und beschreibt über TH als Durchmesser den Halbkreis $\varkappa$. Letzterer schneidet auf MF die Strecke LF ab, welche blos nach FW zu übertragen ist, um in $\sphericalangle$ WMF jenen Winkel α zu liefern, unter welchem der fragliche Ellipsendurchmesser $1OY'$ gegen die große Hauptachse zu ziehen kommt. Der darauf senkrechte Durchmesser in der Ellipse E ist $2OX'$. Man projicirt, nachdem man die Einheit $OZ = OX' = OY'$ auf diesen Richtungen aufgetragen, schließlich die Punkte X' und Y' in der gegebenen Projectionsrichtung in die Bildebene nach X und Y, wodurch $OX = \xi$, $OY = \eta$ erhalten wird.

Symmetrisch zur Hauptachse MN ergiebt sich eine zweite Lösung dieser Aufgabe in der räumlichen Achsenrichtung 3O4.

§. 23.

Das Constructionsverfahren zur Auffindung der Richtung $1OY'$ entwickelt sich in folgender Weise:

Wir beziehen beide Ellipsen auf ihre Hauptachsen, setzen $OM = a$, $OR = b$, $OM_1 = a_1$, $OR_1 = b_1$, $\frac{OA_1}{OA} = \frac{OM_1}{OM} = \frac{OR_1}{OR} = \frac{a_1}{a} = \frac{b_1}{b} = \operatorname{tg}\psi = \varkappa$, endlich $\frac{b}{a} = \frac{b_1}{a_1} = \operatorname{tg}\varphi$, so daß

$$\varphi = \sphericalangle SMO,\ \psi = \sphericalangle TMO = \sphericalangle VMO,$$

und bezeichnen den Winkel, welchen der Durchmesser $1OY'$ mit der Hauptachse MN bildet, $\sphericalangle 1ON = \sphericalangle WMF = \alpha$. Es folgt aus der Gleichung der Ellipse E_1 für den halben Durchmesser $O1 = r_1$,

$$r_1 = \frac{a_1 b_1}{\sqrt{a_1^2 \sin^2\alpha + b_1^2 \cos^2\alpha}}, \quad . \quad . \quad (1)$$

daher für den hierauf senkrechten halben Durchmesser 2O in der Ellipse E

$$r = \frac{ab}{\sqrt{a^2\cos^2\alpha + b^2\sin^2\alpha}}, \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

(wenn man in (1) a mit a_1, b mit b_1 und $\cos\alpha$ mit $\sin\alpha$ vertauscht).

Da nun $r = r_1$, so muß

$$\frac{a_1^2 b_1^2}{a^2 b^2} = \frac{a_1^2\sin^2\alpha + b_1^2\cos^2\alpha}{a^2\cos^2\alpha + b^2\sin^2\alpha} = \operatorname{tg}^4\psi$$

$$= \frac{a_1^2}{a^2}\cdot\frac{\operatorname{tg}^2\alpha + \left(\frac{b_1}{a_1}\right)^2}{1 + \left(\frac{b}{a}\right)^2 \operatorname{tg}^2\alpha} =$$

$$= \operatorname{tg}^2\psi\cdot\frac{\operatorname{tg}^2\alpha + \operatorname{tg}^2\varphi}{1 + \operatorname{tg}^2\alpha\,.\operatorname{tg}^2\varphi}.$$

Hieraus ist

$$\operatorname{tg}^2\alpha = \frac{\operatorname{tg}^2\psi - \operatorname{tg}^2\varphi}{1 - \operatorname{tg}^2\psi\,.\operatorname{tg}^2\varphi} =$$

$$= \frac{(\operatorname{tg}\psi - \operatorname{tg}\varphi)(\operatorname{tg}\psi + \operatorname{tg}\varphi)}{(1 + \operatorname{tg}\varphi\,.\operatorname{tg}\psi)(1 - \operatorname{tg}\varphi\,.\operatorname{tg}\psi)}$$

$$= \operatorname{tg}(\varphi + \psi)\,.\operatorname{tg}(\psi - \varphi);$$

$$\operatorname{tg}\alpha = \sqrt{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)\,.\operatorname{tg}(\psi - \varphi)}\,. \quad . \quad . \quad (3)$$

In unserer Zeichnung ist

$$\sphericalangle TMS = \sphericalangle TMO + \sphericalangle OMS = \varphi + \psi$$

$$\sphericalangle SMV = \sphericalangle OMV - \sphericalangle OMS = \psi - \varphi,$$

daher

$$FT = MF\,.\operatorname{tg}(\varphi + \psi) \text{ und}$$

$$FH = MF\,.\operatorname{tg}(\psi - \varphi).$$

Ferner

$$WF = MF\,.\operatorname{tg}WMF = LF = \sqrt{FH\,.FT}$$

$$MF\,.\operatorname{tg}WMF = \sqrt{\overline{MF}^2\operatorname{tg}(\psi + \varphi)\,.\operatorname{tg}(\psi - \varphi)}$$

$$\sphericalangle WMF = \alpha.$$

§. 24.

2. Lösung. Projicirt man den horizontalen Kreis K vom Radius = 1 in die Bildebene, so erhält man eine Ellipse, in welcher den beiden auf einander senkrechten Achsenrichtungen im Raume zwei conjugirte Achsenrichtungen entsprechen müssen. Man wird daher in dieser Ellipse zwei conjugirte Achsen so zu bestimmen haben, daß ihre Längen ein gegebenes Verhältniß $\varkappa$ bilden.

Auch dieses Problem löst sich, ohne daß ein Ziehen der Ellipse nothwendig wäre, mit geraden Linien und Kreisbögen, wenn auch nicht so einfach wie jenes im vorigen Paragraphen, weshalb auf besagte Methode blos hingewiesen sein soll.

§. 25.

3. Lösung. Mit Benutzung unserer analytischen Relationen ergeben sich die Achsenlängen durch die Gleichungen

$$\xi^2 + \eta^2 = \operatorname{cosec}^2\sigma, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

$$\eta = \varkappa\,.\xi, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

Betrachtet man ξ und η als die Coordinaten eines Punktes der Bildebene, bezogen auf die Achsen GG und OZ, so stellt sich derselbe als Durchschnitt des Kreises (1) vom Radius OZ. $\operatorname{cosec} \sigma$, aus O beschrieben, mit einer durch O gehenden Geraden dar, die mit GG den Winkel γ, ($\operatorname{tg} \gamma = \varkappa$), einschließt.

Sind die Achsen auf diese Weise gefunden, so wird der Fall nach einer der beiden in Fig. 4, Taf. 20 enthaltenen Methoden zu lösen sein.

Bemerkung. Es ist nicht ohne Interesse, aus der oben entwickelten Gleichung für $\operatorname{tg} \sigma$ die Bedingungen abzuleiten, unter welchen der Fall mögliche Lösungen zuläßt.

IV.

Dimetrische Projection.

§. 26.

Wir haben bisher allgemeine Achsenmaßstabverhältnisse vorausgesetzt, somit die Fälle der trimetrischen Projection behandelt. Specialisiren wir nun diese Fälle dahin, daß wir die Maßstäbe für zwei Achsen als gleich bedingen, so sind wir zur dimetrischen Projection gelangt, für welche deshalb blos zwei Maßstäbe benöthigt werden.

Insofern man unter den drei Achsenrichtungen den beiden horizontalen, oder einer horizontalen mit der verticalen Achse denselben Maßstab zuweist, hat man es hier mit zwei besonderen Arten der dimetrischen Projection zu thun, die wir als horizontal-, beziehungsweise horizontal-vertical dimetrisch bezeichnen wollen.

Die Voraussetzung einer dimetrischen Projection läßt sich als eine Bedingung auffassen, welche die Stelle von einer der früheren willkürlichen Annahmen vertritt.

1) Horizontal-dimetrische Projection.

§. 27.

Was zunächst die analytischen Relationen für diese Projectionsart betrifft, so ergeben sich dieselben aus den allgemeinen Gleichungen durch Substitution von $\xi = \eta$ und zwar aus (5)

$$\xi . \sin \sigma = \frac{1}{\sqrt{2}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1')$$

und durch Division von (4) und (3)

$$\frac{\cos \varepsilon_2}{\cos \varepsilon_1} = \operatorname{tg} \delta. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2')$$

Endlich durch Gleichsetzung von (1) und (2)

$$\sin \lambda = - \operatorname{cotg} 2\delta . \operatorname{cotg} 2\sigma \text{ oder}$$

$$\sin \lambda = \operatorname{cotg} 2\left(\frac{\pi}{2} - \delta\right) \operatorname{cotg} 2\sigma. \quad . \quad . \quad (3')$$

Die constructive Lösung der dieser Projectionsart zukommenden Fundamentalprobleme wird sich im Vergleich zu jenen der trimetrischen Projection wesentlich vereinfachen, zum Theil genau in derselben Weise wie dort zu vollführen sein.

§. 28.

a) Es werden die Richtungen beider horizontalen Achsen gewählt.

Hier ist ε_1 und ε_2 gegeben. Man erhält somit die Lage der Achsen X'OY' (Fig. 8, Taf. 19) im Raume einfach dadurch, daß man auf den Achsenrichtungen im Bilde das möglichst große Stück AO = BO aufträgt, die Punkte A und B in die verlängerte Z Achse senkrecht nach A' und B' projicirt und die Strecke OB' nach A'C überträgt, welcher Punkt C der Achse OX' angehört.

Um nun die Projectionsrichtung zu finden, könnte man in derselben Weise wie in Fig. 2 (Taf. 19) vorgehen. Einfacher und zweckmäßiger erscheint jedoch folgender Weg, (was auch für den Fall Fig. 2 zu beachten bleibt). Weil OX die schiefe Projection von OX' ist, so bestimmt die durch beide Geraden gehende Ebene eine zu den Projectionsstrahlen parallele, also schief projicirende Ebene. Das Gleiche gilt für die beiden Geraden OY' und OB. Da nun diese beiden Ebenen zu einander nicht parallel, jedoch zu den Projectionsstrahlen parallel sind, so wird ihre Schnittlinie die Richtung der projicirenden Geraden besitzen. Man wird also die Ebene BOY' parallel verschieben, bis O nach T gelangt, (OB ∥ TV, TH ∥ OY') und den Schnitt der Ebenen AOX' und HTV in HV bestimmen, welcher die Affinitätsrichtung angiebt. Schließlich hat man blos OX' = OY' = OZ = 1 zu machen und die Punkte X', Y' in der Richtung HT nach X, Y zu projiciren. Es ist OX = ξ, OY = η.

§. 29.

b) Es werde für die horizontalen Achsen ein vorhandener Maßstab $\xi = \eta$ benutzt und zugleich für die X Ordinaten eine bestimmte Richtung festgestellt.

Diese Aufgabe wird genau nach den in den §§. 14, 15 gegebenen Lösungen durchzuführen sein, wobei wieder die directe Lösung (§. 15) den Vorzug verdient. Die Gleichheit der Achsenmaßstäbe bringt keine nennenswerthe Vereinfachung mit sich; die Kreise K_1 und K_2 werden zusammenfallen (Fig. 1 und 2, Taf. 20). Es bleibt somit über diesen Fall weiter nichts Besonderes zu bemerken.

§. 30.

c) Ist die Projectionsrichtung bekannt, für welche ein horizontal-dimetrisches System zu bestimmen sei, so wird dieser Fall nach den in den §§. 22, 24 und 25 gegebenen Grund-

sätzen zur Lösung gebracht werden, nur daß hier die Verfahren sich wesentlich vereinfachen.

1. Lösung. Wenn wir also wieder einen Kreis k_1 von beliebigen Radius (Fig. 5, Taf. 20) in der Bildfläche annehmen und, weil $x = 1$, k_2 mit k_1 zusammenfallen lassen, ferner k_1 in die Grundebene projiciren, woselbst wir die Ellipse E erhalten, die nun auch mit E_1 identisch wird, so haben wir schließlich, um die Richtungen X′O Y′ der Achsen X, Y im Raume zu finden, zwei auf einander senkrechte Durchmesser der Ellipse E von gleicher Länge zu suchen, und diese liegen offenbar gegen die Hauptachse MN unter 45° geneigt. Man wird daher blos die Lage der beiden Hauptachsen aus den conjugirten Achsen AO, CO abzuleiten haben.

Zu selbem Resultate führt die Schlußgleichung des §. 23 für α

$$\operatorname{tg}\alpha = \sqrt{\operatorname{tg}(\psi + \varphi)\operatorname{tg}(\psi - \varphi)},$$

weil $\operatorname{tg}\psi = \dfrac{OA}{OA_1} = 1$, $\psi = 45^0$, also

$$\operatorname{tg}\alpha = \sqrt{\operatorname{tg}(45^0 + \varphi)\operatorname{tg}(45^0 - \varphi)} = 1$$

$$\alpha = 45^0.$$

§. 31.

2. Lösung. Projicirt man nach §. 24 den horizontalen Kreis K (Fig. 9, Taf. 19) in die Bildebene, wodurch eine Ellipse von den conjugirten Achsen AOB, COD erhalten wird, und sucht die senkrechten Achsen RS, VT derselben, so werden den zwei auf einander senkrechten Kreisdurchmessern des Kreises K, in welchen die horizontalen Achsen im Raume liegen, zwei conjugirte Diameter der Ellipse entsprechen, welche eine gleiche Länge besitzen sollen. Es handelt sich also blos darum, in einer gegebenen Ellipse zwei conjugirte Durchmesser von gleicher Länge aufzufinden, und diese ergeben sich bekanntlich in den Richtungen der Seiten jenes Parallelogrammes RVST, das die beiden Hauptachsen zu Diagonalen hat — ihrer Richtung nach. Wir haben somit OX ‖ RV (oder SV), OY ‖ SV (beziehungsweise RV).

Was endlich die Einheit ξ des Maßstabes betrifft, so ergiebt sich diese entweder durch Zurückführen von OX in die Grundebene nach OX′ und Bestimmung der schiefen Projection der der Einheit gleichen Strecke OX′ in OX, oder auch einfach durch Verzeichnung der Hypothenuse eines gleichschenkeligen rechtwinkeligen Dreieckes $R\omega W$, dessen Kathete die halbe Seitenlänge RV beträgt. ($RW = OX = \xi = \eta$).

Anmerkung. Da die Constructionen dieser Abhandlung das Aufsuchen der senkrechten Achsen einer Ellipse aus einem Paare conjugirter Achsen AB, CD häufig erfordern, so möge es hier gestattet sein, kurz der einfachsten Methode, nach welcher diese Bestimmung vorgenommen werden kann, zu erwähnen. Man beschreibt über der größeren AB der conjugirten Achsen einen Kreis k und zieht dessen auf AB senkrechten Halbmesser OD_1, von welchem der Endpunkt D_1 mit dem Endpunkt D der zweiten conjugirten Achse verbunden wird. Halbirt man DD_1 in π und beschreibt aus π als Mittelpunkt den Kreis x mit dem Radius πO, so trifft dieser die Gerade DD_1 in M und N, welche Punkte in den Richtungen der Hauptachsen liegen, zugleich jedoch in ihren Abständen von D oder D_1 die halben Längen derselben bestimmen. Die Begründung dieses Verfahrens ist in Grunert's Archiv der Mathematik und Physik, 52. Theil 1870, sowie in Delabar's Polar- und Parallelperspective 1870, Seite 120 enthalten.

§. 32.

d) Ist außer der Lage der Achsen im Raume ($\sphericalangle\,\delta$) noch der Neigungswinkel σ der Projectionsstrahlen gegen die Bildebene gegeben, so dürfte wohl am gerathensten erscheinen, den Winkel λ zu bestimmen, dessen sinus nach (Gl. 3′) (§. 27) als Product der Cotangenten beider gegebenen Winkel sich leicht construiren läßt. Alsdann ist die Strahlenrichtung vollkommen bekannt und die weitere Construction beschränkt sich auf das Projiciren der Punkte X′ und Y′ in die Bildebene.

Dies wären wohl die praktisch wichtigeren Fälle, wie sie bei der horizontal-dimetrischen Projection vorkommen können. Allein auch die übrigen möglichen Combinationen dürften nach dem bisher Gegebenen ohne Schwierigkeit gelöst werden.

2. Horizontal-vertical dimetrische Projection

§. 33.

Diese setzt voraus, daß für die Z- und irgend eine der horizontalen Achsen derselbe Maßstab benützt werde, daß also in diesen beiden Richtungen die Strecken im Bilde in ihrer wahren Größe erscheinen.

Verbinden wir z. B. die X Achse mit der Z Achse, indem wir $\xi = 1$ setzen, so ergiebt sich aus den allgemeinen Gleichungen (§. 2)

$$\eta = \operatorname{cotg}\sigma, \quad \ldots \quad (1'')$$

$$\sin\lambda = -\operatorname{cotg}\delta \cdot \operatorname{cotg}2\sigma \quad \ldots \quad (2'')$$

$$\cos\varepsilon_1 = \cos\delta\cos\lambda \cdot \operatorname{cotg}\sigma \quad \ldots \quad (3'')$$

$$\cos\varepsilon_2 = \sin\delta\cos\lambda \quad \ldots \quad (4'')$$

§. 34.

Werden die Achsenrichtungen angenommen, so ist die Lösung der im §. 6 (Fig. 3, Taf. 19) gegebenen gleich. Es wird daselbst blos $AO = AO_1$ zu nehmen sein.

§. 35.

Wird die X Achse in bestimmter Richtung gezogen und für die Y Achse ein vorhandener Maßstab gewählt, dann ist

η und ε_1 bekannt und dadurch auch σ gefunden. Dieses Problem wird sodann nach dem im §. 15 entwickelten Verfahren ohne jede bemerkenswerthe Abänderung gelöst. X fällt hierbei in den Kreis K (Fig. 2, Taf. 20).

§. 36.

Wäre der Maßstab und die Richtung der Y Achse gewählt, so würde das eben bezogene Verfahren wohl auch zum Resultate führen. Wir können hier jedoch aus den gegebenen Gleichungen (§. 33) noch ein weiteres Verfahren ableiten.

Durch Quadriren und Summiren der Werthe für $\sin\lambda$ und $\cos\lambda$, wie sie sich aus den Gleichungen (2'') und (4'') darstellen folgt:

$$1 = \frac{\cos^2\varepsilon_2}{\sin^2\delta} + \operatorname{cotg}^2 2\sigma . \frac{\cos^2\delta}{\sin^2\delta}$$

$$\sin^2\delta = 1 - \cos^2\delta = \cos^2\varepsilon_2 + \operatorname{cotg}^2 2\sigma\cos^2\delta,$$

$$1 - \cos^2\varepsilon_2 = \sin^2\varepsilon_2 = \cos^2\delta(1 + \operatorname{cotg}^2 2\sigma) = \frac{\cos^2\delta}{\sin^2 2\sigma},$$

daher

$$\cos\delta = \sin\varepsilon_2 . \sin 2\sigma. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (5'')$$

Diese Gleichung läßt sich leicht zur Auffindung von δ benützen. Macht man nämlich $OC = \eta$, $CA \perp GG$ (Fig. 10, Taf. 19) und $CA = OZ = 1$, so ist (Gl. 1'') $\measuredangle AOC = \sigma$; und überträgt man BM nach BD, zieht DD' senkrecht auf OZ, so ist $D'O = \sin . DOM = \sin 2\sigma$. Man überträgt deshalb weiter OD' auf die Y Achse im Bilde nach OF und beschreibt über dem Durchmesser OF den Halbkreis FHO bis zum Durchschnitt H mit GG, wo dann

$$OH = OF . \cos HOF = \sin 2\sigma \cos(90^0 - \varepsilon_2) = \sin\varepsilon_2 . \sin 2\sigma = \cos\delta.$$

Wenn man daher schließlich OH nach OL trägt und in L die zur Grundlinie Parallele LX' zieht, so schneidet dieselbe den Kreis K in einem Punkte X', welcher die in die Bildfläche gelegte X Achse des Raumes angiebt. Y'Y ist die Affinitätsrichtung.

§. 37.

Die Neigung der beiden horizontalen Achsen gegen die Z Achse soll dieselbe und durch den Winkel ε gegeben sein.

Dieser Fall wäre wohl nach §. 6 höchst einfach zu lösen. Er soll jedoch hier noch einige Beachtung finden, weil auch die in §. 33 enthaltenen allgemeinen Relationen hierfür ganz interessante Ergebnisse liefern.

Aus (3'') und (4'') folgt nämlich schon durch Gleichstellung

$$\operatorname{tg}\delta = \operatorname{cotg}\sigma \text{ also}$$

$$\delta = 90^0 - \sigma \text{ und}$$

$$\cos\lambda = \frac{\cos\varepsilon}{\sin\delta}.$$

Weiters folgt aus (2'') und (4'') oder aus (5'') §. 36, wenn man für δ den Werth $90^0 - \sigma$ substituirt

$$\sin\sigma = \sin\varepsilon_2 . \sin 2\sigma = 2\sin\varepsilon\sin\sigma\cos\sigma,$$

daher

$$\cos\sigma = \frac{1}{2\sin\varepsilon} = \sin\delta.$$

Wenn man daher aus dem Punkte X (Fig. 11, Taf. 19), wo die X Achse den mit der Einheit beschriebenen Kreis K schneidet, eine horizontale Sehne AX zieht und die Grundlinie aus dem Mittelpunkte Z mit einem Bogen vom Radius $MZ = AX$ durchschneidet, so erhält man bei Z den Winkel $MZO = \sigma$ und daher in der aus O auf MZ gezogenen Senkrechten OX' die Lage der X Achse im Raume. Weiters schneidet die aus C parallel zu MZ geführte Gerade CB auf OZ das Stück $OB = \eta = OY$ als die Einheit des zweiten Maßstabes ab.

Substituirt man den letzt gefundenen Werth für $\sin\delta$ in (4'') §. 33, so wird

$$\cos\varepsilon = \cos\lambda . \frac{1}{2\sin\varepsilon},$$

$$\cos\lambda = 2\sin\varepsilon\cos\varepsilon = \sin 2\varepsilon \text{ oder}$$

$$\lambda = 90^0 - 2\varepsilon.$$

Die Richtung der orthogonalen Projection der Projectionsstrahlen findet sich daher in ON' durch Uebertragen der Winkel Z'OX nach XON (mittelst des Bogens Z'N aus X), und LN nach Z'N', oder noch einfacher, wenn man XOL nach XON' überträgt.

V.

§. 38.

Isometrische Projection.

Diese am häufigsten in der Praxis zur Anwendung gelangende Projectionsart hat allerdings den nicht zu unterschätzenden Vortheil, einen einzigen Maßstab für sämmtliche drei Achsenrichtungen zu besitzen; es kommt jedoch auch noch ein weiterer Vortheil in Betracht, nämlich, daß man durch die Achsenwinkel nicht so strenge gebunden ist, wie bei der orthographischen isometrischen Projection.

Die Fundamentalgleichungen vereinfachen sich hier ganz besonders und resultiren am schnellsten aus den Gleichungen des §. 27, wenn $\xi = 1$ gesetzt wird; und zwar

$$\sin\sigma = \frac{1}{\sqrt{2}}, \text{ also} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1''')$$

$$\sigma = 45^0.$$

Für

$$\sin\lambda = \operatorname{cotg} 2\left(\frac{\pi}{2} - \delta\right)\operatorname{cotg} 2\sigma$$

ist der Ausdruck unbestimmt, so lange

$$2\left(\frac{\pi}{2}-\delta\right)=0, \qquad \delta = 90^0,$$

sonst jedoch immer $\qquad \lambda = 0^0$;

d. h. die Strahlenrichtung ist für den Fall, daß die X Achse in der Bildebene liegt, gegen die letztere unter 45^0 geneigt, sonst jedoch willkürlich; wenn die obige Bedingung nicht erfüllt ist, so muß die Strahlenrichtung in einer auf die Grundlinie senkrechten Ebene gelegen sein. Da sie alsdann mit der Grundebene und Bildebene den gleichen Winkel von 45^0 bildet, so werden die Bilder der in der Grundebene gelegenen Gebilde zu den letzteren selbst congruent sein und wir erhalten eine Projectionsart, die unter dem Namen **Militair-Perspective** bekannt ist. Von diesem Falle abgesehen, haben wir somit $\delta = 90^0$, λ willkürlich

$$\cos \varepsilon_2 = \cos \lambda,$$

$$\varepsilon_2 = \lambda, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2''')$$

d. h. das Bild der Y Achse liegt in der Richtung der Bildflächprojection der Strahlen. Fig. 12, Taf. 19.

Wenn wir somit für eine bestimmte Affinitätsrichtung P_1' ein isometrisches System zu zeichnen hätten, so führen wir $Y'Y \parallel P'$, bis zum zweiten Durchschnitte Y mit dem Kreise K.

§. 39.

Daß dieselbe Anordnung zuweilen für die dimetrische Projection getroffen wird, ist bekannt. Es giebt sodann die Größe der Einheit für die auf die Bildebene senkrechte Achse die Cotagente der Neigung der Projectionsstrahlen gegen die Bildebene und ihre Richtung im Bilde die Richtung der Bildflächprojection der Projectionsstrahlen.

VI.

§. 40.

Zum Schlusse sei noch der Anwendung von Hilfscurven Erwähnung gethan, welche in vielen Fällen (die jedoch keine praktische Bedeutung haben) zum Ziele führt, wo die constructive Entwicklung auf größere Schwierigkeiten stößt.

Wir wollen, um den Vorgang hierbei an einem Beispiele zu erläutern, jenen Fall in der genannten Weise lösen, wo ein horizontaldimetrisches System bei gegebener Richtung OM der X Achse und bekannter Affinitätsrichtung P'' gezeichnet werden soll. (Fig. 6, Taf. 20).

Wählt man in der X Achse irgend einen Punkt M, zieht durch denselben eine zur Grundlinie Parallele MN und durch O die Affinitätsrichtung P'', denkt sich ferner MN als das Bild einer in der Grundebene gelegenen zur Bildfläche parallelen Geraden, um welche als Drehungsachse das Achsensystem im Raume in eine zur Bildfläche parallele Lage gebracht wird, so muß der Scheitel O nach der Drehung in die Gerade P'' sich projeciren. Wäre also z. B. o_1 dieser fragliche Punkt, dann gäbe $o_1 n_1 \perp M o_1$ die Lage der Y Achse im Raume und On_1 das Bild der Y Achse.

Wird $o_1 m_1 = o_1 M$ gemacht und m_1 in der Affinitätsrichtung $1 m_1$ in die Gerade On_1 versetzt, so wäre 1 das Bild von m_1 für die durch o_1 angenommene Strahlenrichtung und o_1 dann richtig gewählt gewesen, wenn $O1 = OM$, d. i. wenn 1 in den Kreis K_1 fiele, da ein dimetrisches System bedingt ist.

Wählt man eine Reihe von Punkten der Geraden P'' und verfährt mit denselben in gleicher Weise wie mit o_1, indem man die zugehörigen Punkte 1 ableitet, so liegen die letzteren in einer Curve S, welche in ihren Schnittpunkten A und B mit K_1 die Aufgabe löst. AO ist sodann die Y Achse im Bilde und schneidet MN in N. Der über dem Durchmesser MN beschriebene Halbkreis begegnet der Geraden P'' in O_1, so daß durch OO_1 die Strahlenrichtung, endlich durch $O_1 M$ und $O_1 N$ die Lage der Achsen im Raume gegeben erscheint, aus welchen sich der Maßstab $OX = \xi = \eta = OY$ für die horizontalen Achsen ableitet.

Der zweite Schnittpunkt B entspricht dem der Aufgabe genügenden isometrischen Projectionssystem $\xi = \eta = 1$, $\lambda = 90^0$, $\delta = \varepsilon_1$, $\varepsilon_2 = 90^0 - \varepsilon_1$.

Mit diesen Beispielen dürften die wichtigeren Fälle der Fundamentalprobleme der klinogonalen Axonometrie und die verschiedenen Wege ihrer graphischen Lösung so ziemlich erschöpft und auch alles Erforderliche gegeben sein, um etwaige andere Combinationen ohne Schwierigkeit entwickeln zu können. Abgesehen von dem Interesse, welches diese Entwicklungen erwecken, dürfte es gewiß als Vortheil angesehen werden, durch so einfache Constructionen, wie die hier gegebenen sind, die ziemlich langwierigen Berechnungen umgangen zu haben, welche die analytische Lösung der behandelten Probleme selbst bei speciellen Annahmen erfordert.

257

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 4.

Fig. 5.

Fig. 10.

Fig. 11.

Verlag von Arthur Felix in Leipzig

Fig. 3.

Fig. 6.

Fig. 8

Fig. 9

Fig. 7.

Fig. 12

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen.

Fig. 1

Fig. 2

Fig. 4

Verlag von Arthur Felix in Leipzig.

Fig. 3.

Fig. 6

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen.

Leistung der Schaw'schen Pulverramme.

Von

F. C. Prindle.

Ueber die gegenwärtig bei dem Bau des neuen Werfts zu League Island benutzte Pulverramme giebt das Journal of the Franklin Institute, vol. XCIII, no. 557 nachstehenden Bericht.

Da die Anwendung von Schießpulver zum Einrammen von Pfählen mancherlei Zweifel bezüglich seiner praktischen Erfolge erregte und andererseits vom Erfinder außerordentlich gerühmt wurde, so veranlaßte mich dies, von Beginn der Versuche an diese Arbeiten genau zu verfolgen und die Ergebnisse durch einen sorgfältigen Beobachter constant aufzeichnen zu lassen.

Der jetzt in Bau begriffene Werft liegt am Ausgange der Broad-Street und erstreckt sich vom Ufer ab 300 Fuß weit in den Delaware hinein, ist 100 Fuß breit und durchschneidet auf halbem Wege die mittlere Niedrigwasserlinie. Die Pfähle, welche von schwerem Yellow-Pine-Holz sind, werden der Länge nach in 8, der Quere nach in 5 Fuß Abstand geschlagen, müssen durchschnittlich 10 Zoll stark sein und bis zum festen Boden eingerammt werden.

Die Zahl sämmtlicher Pfähle betrug 807; sie wurden sorgfältig in gehörigem Abstande und richtiger Reihe geschlagen und hatten zu oberst einen etwas thonhaltigen weichen Schlamm, hierauf aber festen Boden zu durchdringen, worin sechs bis acht Schläge mit starken Pulverladungen erforderlich waren, ehe sie tiefer eindrangen. Diese Lage harter Thon oder Gerölle wurde auf die ganze Länge des Dammes und in einer ziemlich gleichförmigen Tiefe von 21 Fuß unter der Kleinwasserlinie angetroffen.

Die benutzte Maschine war neu gebaut und gewissermaßen eine Versuchsmaschine, mußte aber von den Unternehmern mit ungeübten Mannschaften betrieben werden. Sie war in der gewöhnlichen Weise auf einem großen Floß (scow) befestigt, welches zugleich eine kleine Maschine zum Anholen der Pfähle und Versetzen derselben an Ort und Stelle trug.

Ihr Hauptbestandtheil ist ein 1800 Pfund schwerer Mörser von $6^1/_4$ Zoll Bohrung und 24 Zoll Länge, welcher aufwärts gerichtet und am untern Ende vorgerichtet ist, um den Pfahlkopf aufzunehmen, auf welchem er steht. Der Rammbär von 1300 Pfd. Gewicht bewegt sich an denselben Ruthen wie der Mörser und besitzt am untern Ende einen vortretenden, genau in den Mörser passenden Kolben, während das obere Ende eine weitere Bohrung besitzt, welche einen am obersten Ende der Maschine befestigten Kolben aufzunehmen bestimmt ist und mit diesem einen Luftbuffer bildet, durch welchen das Abfliegen des Bäres verhindert wird, so lange die Höhe seines Hubes eine beschränkte ist, wie bei den ersten Schlägen auf einen sehr langen Pfahl. Am höchsten Punkte des Hubes wird der Bär durch einen Frictionsbrems aufgefangen und festgehalten, welcher ihn gegen die andere Ruthe preßt und ebenso wird er für den nächsten Schlag mit Hilfe dieses Bremses ganz nach dem Willen des Rammmeisters fallen gelassen.

Zu den Patronen, welche von cylindrischer Gestalt, $1^1/_4$ Zoll stark und 1 bis $1^1/_2$ Zoll lang, mit Paraffin überzogen sind und 1 bis $1^1/_2$ Unze wiegen, ist ein langsam abbrennendes (slow) Pulver genommen. Meistens nimmt man für den ersten Schlag eine Patrone von 1 Unze, zu den andern Schlägen Patronen von $1^1/_4$ bis $1^1/_2$ Unze Gewicht, je nach der Größe der Pfähle; die Patronen werden übrigens mit der Hand in den Mörser gegeben, ehe ein neuer Schlag erfolgt.

Das Verfahren bei dieser Rammarbeit ist folgendes: Die Maschine hebt den Rammbär, Mörser und Pfahl zugleich und auf einmal an seine Stelle; darauf wird der Brems angezogen und der Rammbär in der obersten Stelle festgehalten, während der Pfahl mit dem Mörser hinabgelassen werden, bis der Pfahl in den Schlamm eindringt, und endlich wird der Mörser auf dem Pfahlkopf so befestigt, daß er diesen direct in der Lage festhält. Wirft man jetzt eine Patrone in den Mörser und läßt man den Brems los, so fällt der Bär herab, dringt mittelst des untern Kolbens in den oben etwas ausgetrichterten Mörser hinein und übt hier durch Compression der Luft einen allmälig wachsenden und die Trägheit der Massen überwindenden Druck aus, wobei das Pulver der zerdrückten Patrone durch die entwickelte Hitze entzündet wird. Es erfolgt nun eine Explosion, durch welche einerseits der Pfahl mit Gewalt in den Boden eingetrieben, andrerseits der Rammbär aufgeschleudert wird. Das Maß

für die ausgeübte Kraft scheint die Höhe zu sein, zu welcher der Rammbär aufgeworfen wird, und es wirken also bei dieser Maschine die Wucht des fallenden Rammbäres und die Gewalt, welche diesen wieder in seinen obersten Stand schleudert, gemeinsam auf das Eintreiben des Pfahles.

Der Hauptvortheil der neuen Maschine gegenüber den älteren Rammmaschinen möchte darin bestehen, daß hier der Pfahl bereits sich zu bewegen begonnen hat, wenn plötzlich die Gewalt der eigentlichen treibenden Kraft auf denselben wirksam wird, wogegen bei dem gewöhnlichen Rammbär der Schlag erfolgt, so lange der Pfahl noch in Ruhe ist, ein beträchtlicher Theil der entwickelten Arbeit also unter Zerstörung des Pfahlkopfes nutzlos verloren geht, während die Trägheit überwunden und Bewegung erzeugt wird. Daher ist es bei den gewöhnlichen Rammen dringend nöthig, die Pfahlköpfe mit eisernen Ringen zu binden, was bei der Pulverramme gar nicht erfordert wird. Der emporgeschleuderte Rammbär wird oben vom Brems wieder festgehalten und alles ist zu einem neuen Schlage wieder vorbereitet.

In der nachstehenden Tabelle sind eine Reihe von Versuchsdaten zusammengestellt und zwar der Durchmesser der Pfähle oben und unten, ihre Länge, die Tiefe des Eindringens, das Eindringen während des letzten Schlages, die Höhe, auf welche der Rammbär emporgeworfen wurde, die Zahl der Schläge, die Zahl und das Gewicht der verwendeten Patronen, sowie der letzten Patrone und die Zeit. Da ich noch nicht Zeit hatte, die ganze Zahl der Beobachtungen aufzurechnen, so sende ich nur das Journal vom 13. Januar, wo unter günstigen Verhältnissen 12 Pfähle in einer Stunde gestoßen worden sind, und dasjenige vom 30. März, an welchem Tage 50 Pfähle geschlagen wurden.

Einige der kleineren Pfähle wurden bereits mit 3 Schlägen in den festen Boden eingetrieben, meistentheils waren jedoch hierzu 5 bis 8 Schläge, bisweilen sogar 15 Schläge erforderlich, um den harten Boden zu durchdringen. Sämmtliche Pfähle sind völlig unverletzt geblieben und zeigten keine Spur der gewaltigen Schläge.

Die Arbeit begann am 9. November vorigen Jahres und wurde mit einigen Unterbrechungen bis zum 4. December fortgesetzt, ehe man des Winters wegen aussetzte. Sie wurde am 12. Januar dieses Jahres wieder angefangen, des kalten Wetters wegen aber nach wenigen Stunden wieder bis zum 15. März unterbrochen, und dann bis zum 4. April beendigt. Die gesammte Arbeitszeit betrug 187 Stunden, was durchschnittlich 4,3 eingeschlagene Pfähle pro Stunde giebt; es gab indessen beträchtliche Zeitverluste in Folge des Wartens auf neue Pfähle, sowie wegen der verschiedenen Stockungen und Aufenthalte, welche bei der Bedienung einer neuen Maschine mit ungeübten Arbeitern stattzufinden pflegen, und endlich wegen des niedrigen Wasserstandes, wodurch das Floß zum Aufsitzen kam.

In der That waren Wetter, Niedrigwasser, Mangel an Pfählen u. s. w. bedeutende Hemmnisse für die volle Entwickelung der Leistungsfähigkeit dieser Rammmaschine und ich bin daher nicht im Stande anzugeben, was sie bei ununterbrochenem Gange zu leisten vermag.

Die mittlere Tiefe, zu welcher die Pfähle eingestoßen wurden, betrug 19,4 Fuß, die durchschnittliche Zahl der erforderlichen Schläge 5,2, das durchschnittlich verbrauchte Pulverquantum 8,2 Unzen. Als höchste Leistung für eine Stunde sind 12, für einen Tag 50 Pfähle verzeichnet.

Um zu ermitteln, wie sich diese Methode des Einrammens zu der gewöhnlichen Rammmaschine verhalte, ließ ich mehrere Versuche in der Art ausführen, daß auf die obere Mündung des Mörsers ein schwerer Eichenklotz gestellt und der Rammbär in der gewöhnlichen Weise darauf niederfallen gelassen wurde. Der Effect dieser Schläge wurde dann sofort mit demjenigen verglichen, welchen die Explosion der Patrone lieferte, und es stellte sich hierbei heraus, daß die neue Methode 4 bis 8 Mal soviel leistete, als die alte, wie die beigeschlossene Tabelle II erkennen läßt.

Tabelle I.

Nummer des Pfahles.	Durchmesser in Zollen		Länge des Pfahles.	Tiefe des Eindringens		Aufwurf des Bäres.	Zahl der Schläge.	Gewicht der Patrone in Unzen			Zahl der gebrauchten Patronen vom Gewicht in Unzen.			Zeit.	Datum 1872.
	unten.	oben.	Fuß.	überhaupt. Fuß.	beim letzten Schlage. Zoll.	Fuß.		1	$1^1/_4$	$1^1/_2$	1	$1^1/_4$	$1^1/_2$	Stund. M.	
Reihe No. 20.														Nachm.	Januar.
1	10	14	37	21	—	12	7		1		1	6		1. 00	13
Reihe No. 21.															
1	9	13	36	21	1	11	7		1		1	6		1. 24	"

Nummer des Pfahles.	Durchmesser in Zollen		Länge des Pfahles.	Tiefe des Eindringens		Aufwurf des Bäres.	Zahl der Schläge.	Gewicht der Patrone in Unzen			Zahl der gebrauchten Patronen vom Gewicht in Unzen.			Zeit.	Datum 1872.
	unten.	oben.		überhaupt.	beim letzten Schlage.			1	$1^1/_4$	$1^1/_2$	1	$1^1/_4$	$1^1/_2$		
			Fuß.	Fuß.	Zoll.	Fuß.								Stund. M.	
2	9	12	32	21	6	10	5		1		1	4		1. 47	Januar 13
3	9	13	35	21	1	12	5		1		1	4		1. 54	"
4	9	15	35	21	0	13	8		1		1	7		2. 02	"
5	9	13	34	21	1	12	6		1		1	5		2. 07	"
6	9	14	35	21	1	12	6		1		1	5		2. 12	"
7	9	14	35	21	4	12	6		1		1	5		2. 17	"
8	9	14	35	21	2	13	8		1		1	7		2. 21	"
9	9	$12^1/_2$	35	21	6	10	6		1		1	5		2. 26	"
10	9	13	35	21	3	12	6		1		1	5		2. 33	"
11	9	13	34	21	4	10	5		1		1	4		2. 38	"
12	10	16	35	21	1	12	9		1		1	8		2. 45	"
13	10	15	36	21	2	12	8		1		1	7		2. 50	"
14	10	13	36	21	0	11	6		1		1	5		2. 54	"
15	10	16	35	21	0	13	8		1		1	7		2. 58	"
16	10	15	36	21	0	12	9		1		1	8		3. 03	"
17	9	13	35	21	0	12	6		1		1	5		3. 07	"
18	10	15	35	21	3	13	8		1		1	7		3. 11	"
19	9	13	34	21	2	12	8		1		1	7		3. 15	"
20	10	15	35	21	6	12	6		1		1	5		3. 20	"
21	10	15	35	21	1	13	7		1		1	6		3. 25	"
Reihe No. 22.															
21	10	15	34	21	0	12	7		1		1	6		3. 33	
20	10	15	34	21	0	13	10		1		1	9		3. 55	
19	10	15	35	21	4	12	7		1		1	6		4. 03	
18	9	13	35	21	1	13	7		1		1	6		4. 09	
17	9	14	35	21	1	12	8	1			4	4		4. 15	
Reihe No. 32.														Vorm.	März
3	9	14	34	18	0	13	5		1		1	4		7. 39	30
4	9	13	40	18	0	14	5		1		1	4		7. 54	"
5	9	16	37	18	1	14	5		1		1	4		8. 00	"
6	10	16	35	18	1	13	6		1		1	5		8. 14	"
7	10	16	35	18	0	15	6		1		1	5		8. 35	"
8	8	12	30	18	12	13	3		1		1	2		8. 44	"
9	9	12	30	18	20	12	3		1		1	2		9. 00	"
10	10	16	38	18	0	14	5		1		1	4		9. 06	"
11	10	14	36	18	0	15	5		1		1	4		9. 17	"
12	9	13	38	$17^1/_2$	2	14	4		1		1	3		9. 27	"
13	10	15	39	$17^1/_2$	1	14	6		1		1	5		9. 42	"
14	11	17	36	$18^1/_2$	1	14	15		1		1	14		9. 53	"

Nummer des Pfahles.	Durchmesser in Zollen		Länge des Pfahles.	Tiefe des Eindringens		Aufwurf des Bäres.	Zahl der Schläge.	Gewicht der Patrone in Unzen			Zahl der gebrauchten Patronen vom Gewicht in Unzen.			Zeit.	Datum 1872.
	unten.	oben.		überhaupt.	beim letzten Schlage.			1	1¼	1½	1	1¼	1½		
			Fuß.	Fuß.	Zoll.	Fuß.								Stund. M.	
15	10	15	35	17½	0	16	5		1		1	4		10. 05	März 30
16	10	14	38	17½	0	15	6		1		1	5		10. 16	"
17	9	14	36	17½	1	14	5		1		1	4		10. 23	"
18	9	15	36	17½	1	15	6		1		1	5		10. 33	"
a	9	16	38½	17½	0	15	8		1		1	7		10. 46	"
19	9	16	35	17½	1	14	7		1		1	6		10. 55	"
20	11	16	40	17½	0	15	11		1		1	10		11. 08	"
21	10	16	35	17½	0	14	7		1		1	6		11. 16	"
Reihe No. 33.															
21	10	16	37	17½	0	15	7		1		1	6		11. 30	"
20	12	18	37	17½	0	14	11		1		1	10		Nachm. 12. 13	"
19	9	13	35	17½	0	15	4		1		1	3		1. 10	"
18	9	14	35	17½	3	14	6		1		1	5		1. 34	"
17	9	14	35	17	0	14	5		1		1	4		1. 40	"
16	9	14	35	17	0	13	5		1		1	4		1. 43	"
15	9	14	34	17	1	13	5		1		1	4		2. 00	"
14	9	14	35	17	0	13	5		1		1	4		2. 04	"
13	9	13	35	17	4	12	4		1		1	3		2. 13	"
12	9	14	34	17	1	13	5		1		1	4		2. 20	"
11	10	15	35	17	3	14	8		1		1	7		2. 30	"
10	9	14	35	17	4	13	4		1		1	3		2. 38	"
9	9	13½	34	17	2	13	4		1		1	3		2. 43	"
8	9	13	40	17	1	14	4		1		1	3		2. 50	"
7	9	13	32	17	4	13	4		1		1	3		2. 56	"
6	10	14	34	17	0	14	6		1		1	5		3. 08	"
5	9	14	35	17	1	13	4		1		1	3		3. 13	"
4	10	14	35	17	4	12	5		1		1	4		3. 18	"
3	10	15	35	17	0	14	6		1		1	5		3. 22	"
2	10	14	31½	17	0	14	10		1		1	9		3. 30	"
1	9	15	35	17	0	15	10		1		1	9		3. 40	"
Reihe Nr. 34.															
1	9	15	36	17	0	16	9		1		1	8		4. 15	"
2	9	15	36	17	0	16	6			1	1		5	4. 35	"
3	9	14	36	17	0	17	4			1	1		3	4. 43	"
4	9	13	32	17	20	15	3			1	1		2	4. 52	"
5	9	14	40	16½	0	17	4			1	1		3	5. 12	"
6	10	15	36	16½	0	14	5			1	1		4	5. 19	"
7	9	14	36	16½	0	15	5			1	1		4	5. 24	"
8	9	14	36	16½	0	14	4			1	1		3	5. 29	"
9	9	14	35	16½	0	15	5			1	1		4	5. 33	"

Ueber die practische Verwendbarkeit der neuen Rammmethode und ihre entschieden größere Zweckmäßigkeit hegen wir nicht den geringsten Zweifel. Sie erzeugt ein tieferes Eindringen der Pfähle als die alte Methode und mit größerer Leichtigkeit, sie bedarf nicht der Schützung der Pfähle durch umgelegte Ringe, und doch werden die Pfähle in keiner Weise verletzt, die Pfähle behalten sicher ihre Richtung, so daß die Zeitverluste und sonstigen Nachtheile des Schiefwerdens der Pfähle vermieden sind; die Schnelligkeit der Schläge und ihre Wirkung wird durch kein anderes Rammverfahren erreicht.

Tabelle II. Vergleichende Versuche.

Nummer des Pfahles.	Durchmesser in Zollen		Länge in Fußen.	Fallhöhe des Rammbäres.	Tiefe des Eindringens in Zollen		Gewicht der Pulverpatrone in Unzen.	Aufwurf des Bärs in Fuß.	Bemerkungen.
	unten	oben		Fuß.	durch Schlaggewicht.	beim nächsten Schlage durch die Pulverramme.			
235	8	13	35	15	6	30	1	9	2. und 3. Schlag auf den Pfahl.
236	8	12	35	15	3	12	1	9	3. „ 4. „ „ „ „
237	8	$13^1/_2$	35	18	1	8	1	9	5. „ 6. „ „ „ „ (Pfahl 12 F. unter der Oberfläche).
552	9	$12^1/_2$	35	20	$2^1/_2$	12	$1^1/_4$	15	5. und 6. Schlag auf den Pfahl. Der Klotz zerspringt.

Theorie des hydraulischen Widders.

Von

J. Macquorn Rankine, Professor für Ingenieurwesen und Mechanik zu Glasgow.

Die besten theoretischen Untersuchungen über den hydraulischen Widder verdanken wir Venturoli, derselbe hat jedoch die Reibung des Wassers in dem Zuführungsrohre und dem Apparate nicht genug berücksichtigt und deshalb soll im Nachstehenden hierauf näher eingegangen werden.

Bekanntlich wird bei dem hydraulischen Widder die horizontale oder nahezu horizontale Wassersäule in dem Zuleitungsrohre zunächst durch den dem Gefälle vom Wasserspiegel im Reservoir bis zum Austrittsventil entsprechenden Druck in Bewegung gesetzt, es ist aber hiervon dasjenige Gefälle abzuziehen, welches zur Ueberwindung der Widerstände verwendet wird, sowie dasjenige, welches der Geschwindigkeit, mit welcher das verbrauchte Wasser austritt, entspricht.

Hat das Wasser im Zuleitungsrohre eine gewisse Geschwindigkeit angenommen, so schließt sich das Austrittsventil plötzlich und der vorderste Theil der bewegten Wassersäule dringt in den Windkessel ein, bis in Folge des überwiegenden Druckes der Luft im Windkessel Stillstand eintritt. Dieses Uebergewicht der Spannung der Luft über den hydrostatischen Druck wird unterstützt durch die Widerstände und Arbeitsverluste, welche ebenfalls eine Verzögerung der Geschwindigkeit des Wassers bewirken.

Bezeichnet man mit

Q die bei jedem Spiel des Apparates austretende Wassermasse, mit

q die Masse des bei jedem Spiele in den Windkessel eintretenden Wassers, mit

H das Gefälle vom Wasserspiegel im Reservoir bis zum Austrittsventil, mit

h die Wassersäule, welche der im Windkessel herr-

schenden Spannung entspricht, nach Abzug des Niveauunterschiedes zwischen den Wasserspiegeln im Reservoir und im Windkessel,

so beträgt die gesammte Arbeit $g Q H$ und die verrichtete Leistung $g q h$, also der Wirkungsgrad $\frac{q h}{Q H}$ oder das umgekehrte Verhältniß $\frac{Q H}{q h}$.

Der Einfachheit halber wollen wir nun für die weitere Untersuchung unter der Einheit der Masse die Masse der Volumeneinheit Wasser verstehen und dem Querschnitt des Zuleitungsrohres, sowie denjenigen der Ventilöffnungen der Einheit gleichsetzen.

Bezeichnet man weiter mit

- L die Länge der bewegten Wassersäule, mit
- k^2 den Coefficienten der Reibungs- und Biegungsverluste, mit
- v die Geschwindigkeit in einem gegebenen Momente, während der Acceleration, mit
- V die größte Geschwindigkeit und mit
- v' diejenige bei der verzögerten Bewegung des Wassers, endlich mit
- A die der Druckhöhe H und mit
- a die der Druckhöhe h entsprechende Geschwindigkeit,

so erhält man nach den Gesetzen über beschleunigte und verzögerte Bewegungen die Gleichungen

$$\frac{L\,dv}{dt} = gH - \tfrac{1}{2}k^2v^2, \quad \ldots \quad (1)$$

$$-L\,\frac{dv'}{dt'} = gh + \tfrac{1}{2}k^2v'^2.$$

Für den Ausfluß des Wassers aus dem Austrittsventil ergiebt sich weiter:

$$\frac{v\,dt}{dv} = \frac{2Lv}{2gH - k^2v^2} = \frac{2L}{k^2}\cdot\frac{v}{\frac{A^2}{k^2} - v^2} \quad . \quad (3)$$

und für den Eintritt in den Windkessel:

$$\frac{v'dt}{dv'} = \frac{2Lv'}{2gh + k^2v'^2} = \frac{2L}{k^2}\cdot\frac{v'}{\frac{a^2}{k^2} + v'^2} \quad . \quad (4)$$

Durch Integration dieser Gleichungen ergeben sich nun die Massen des pro Spiel verbrauchten und des in den Windkessel eintretenden Wassers, nämlich

$$Q = \int_0^V v\,dt = \frac{2L}{k^2}\,\text{Log. nat.}\,\frac{1}{1 - \frac{k^2V^2}{2gH}}, \quad (5)$$

$$q = \int_0^V v'dt = \frac{2L}{k^2}\,\text{Log. nat.}\left(1 + \frac{k^2V^2}{2gh}\right), \quad (6)$$

und hiernach erhält man für das Verhältniß

$$\frac{QH}{qh} = \frac{H}{h}\cdot\frac{\text{Log. nat.}\,\frac{1}{1 - \frac{k^2V^2}{2gH}}}{\text{Log. nat.}\left(1 + \frac{k^2V^2}{2gh}\right)} \quad . \quad (7)$$

Setzt man zur Abkürzung

$$R = \frac{k^2V^2}{2gH} \text{ und } r = \frac{k^2V^2}{2gh},$$

so wird annähernd

$$\frac{QH}{qh} = \frac{1 + \frac{R}{2} + \frac{R^2}{3} + \ldots}{1 - \frac{r}{2} + \frac{r^2}{3} - \ldots} \quad . \quad . \quad (8)$$

und wenn r ein kleiner Bruch ist, wie meistens der Fall sein wird,

$$\frac{QH}{qh} = 1 + \frac{R}{2} + \frac{r}{2} + \frac{R^2}{3} + \frac{7r^2}{12} + \ldots \quad (9)$$

Die numerischen Werthe der Größen k^2V^2 können nur auf dem Wege des Experimentirens mit ausgeführten hydraulischen Widdern ermittelt werden.

Aus solch einer Versuchsreihe leitete Eytelwein im Jahre 1808 nachstehende Formeln ab, in denen außer obigen Buchstaben noch

- D den Durchmesser des Zuführungsrohres,
- d " " " Steigrohres

bedeutet. Es wurden die besten Resultate erhalten, wenn gemacht wurde:

$$D = \sqrt{235(Q+q)},$$

$$L = h + \frac{2h}{H},$$

$$d = \frac{D}{2},$$

die Oeffnung der Ventile gleich derjenigen des Zuleitungsrohres, das Gewicht der Ventile unter einander gleich und möglichst gering, das Volumen des Windkessels gleich demjenigen des Zuleitungsrohres.

Unter Beobachtung dieser Verhältnisse ergab sich der Wirkungsgrad

$$\frac{qh}{QH} = 1{,}12 - 0{,}2\sqrt{\frac{h}{H}},$$

welche Formel innerhalb der Grenzen $\frac{h}{H} = 1$ bis 20 Gültigkeit hat. Nach meiner Berechnung läßt sich aus den Eytelwein'schen Versuchen die einfachere Formel

$$\frac{QH}{qh} = 1 + \frac{h}{10H}$$

ableiten, deren zweites Glied angiebt, wieviel Arbeit pro Einheit der Nutzarbeit verloren geht.

Wird die Zuleitungsröhre enger gemacht als sie nach der Eytelwein'schen Formel sein soll, so muß sie mehr Länge erhalten, damit die horizontale Wassersäule ein genügendes Moment besitzt. Wahrscheinlich wächst die verloren gehende Arbeit direct mit der Länge und indirect mit dem Durchmesser, da sich die Röhrenreibung nach diesem Gesetz gestaltet. Nach Angabe einer angesehenen Maschinenfabrik wurde beispielsweise bei einem hydraulischen Widder, dessen Zuführungsrohr nur 0,6 so weit gemacht wurde, als Eytelwein verlangt, die Länge auf das Doppelte gesteigert, und man erhielt für $\frac{QH}{qh}$ den Werth 3,15, während die Eytelwein'sche Formel 1,29 angiebt. Die verloren gehende Arbeit wuchs also im Verhältniß $\frac{2,15}{0,29} = 7,4$, was obiger Annahme nicht ganz entspricht.

Auch die Formel 9 führt darauf, daß die verloren gehende Arbeit stärker wächst, als das Verhältniß $\frac{H}{h}$. Uebrigens ist h so zu verstehen, daß es auch die Widerstandshöhe in sich begreift.

(Engineer, no. 845 u. 839.)

Ueber Tresca's Versuche mit dem Bollé'schen Stoßheber.

Von

K. R. Bornemann.

Durch die im Vorstehenden mitgetheilte Abhandlung wurde Verfasser dieses an die im 176. Bande von Dingler's Polytechnischem Journal nach den Annales du Conservatoire des arts et métiers, t. V, abgedruckten Tresca'schen Versuche mit einem Stoßheber erinnert und veranlaßt, dieselben mit der Rankine'schen Theorie zu vergleichen, obgleich sie nicht so umfangreich und vielseitig als die Eytelwein'schen Versuche sind.

Tresca's Versuche wurden mit einem hydraulischen Widder aus der Fabrik von Bollée in Mans angestellt, welcher sich durch ein laternenförmiges Ventil mit Gegengewicht und eine besondere Speisevorrichtung für den Windkessel auszeichnet. Sie sind mit besonderer Rücksicht auf den Einfluß des Gewichtes und der Hubhöhe desjenigen Sperrventiles, durch welches das Betriebswasser austritt, angestellt, auch sind über den Nutzen der Bollé'schen Ventile gegenüber den gewöhnlichen Tellerventilen vergleichende Versuche ausgeführt worden. Die Steighöhen variiren aber nur wenig, nämlich 6,2 und 4,2 Meter, die Gefälle von 0,16 bis 1,56 Meter, die Betriebswassermengen von 1,47 bis 7,41 Liter, die gehobenen Wassermengen von 0,12 bis 3,23 Liter pro Secunde.

Greift man die vollständigsten von diesen Versuchsreihen heraus, so sieht man, daß der Quotient $\frac{QH}{qh}$ durch die von Rankine vorgeschlagene einfache Formel $\alpha + \beta \frac{H}{h}$ ausgedrückt werden kann, wie Tabelle I beweist.

Die erste Versuchsreihe führt auf die Formel

$$\frac{QH}{qh} = 0,2498 + 0,2386 \frac{h}{H},$$

die dritte auf die Formel

$$\frac{QH}{qh} = 0,6423 + 0,1367 \frac{h}{H},$$

und die neunte Versuchsreihe auf die Formel

$$\frac{QH}{qh} = 0,2532 + 0,3217 \frac{h}{H}.$$

Diese Formeln, nach denen die Ziffern der 11. Columne berechnet sind, repräsentiren drei divergirende Gerade und es ist hieraus ersichtlich, daß nicht blos das Verhältniß zwischen der Steighöhe und dem Gefälle, sondern auch die Hubhöhe und das Gewicht des Sperrventiles auf die Leistungsquotienten $\frac{QH}{qh}$ von bedeutendem Einflusse sind. Bei der Rankine'schen Theorie ist vorausgesetzt, daß das Ventil denselben Querschnitt wie das Zuleitungsrohr habe; dies ist nun bei dem Bollé'schen Ventil selbst bei 0,044 Met. Hub wahrscheinlich nicht der Fall gewesen, geschweige denn bei 0,029 Met.

Tabelle I. Versuche mit dem Bollé'schen Ventil.

Datum des Versuches.	Dauer des Versuches in Secunden.	Anzahl der Heberstöße		Gefälle H	Steighöhe h	Verbrauchtes Wasser pro Secunde in Litern.	Gehobenes Wasser pro Secunde in Litern.	Quotient $\frac{h}{H}$	Quotient $\frac{QH}{qh}$		Differenz.
		überhaupt.	pro Minute.	Met.	Met.				beobacht.	berechnet.	
31. März.	Ventilgewicht 3,25 Kilogr. Hubhöhe 0,044 Met.										
I. Reihe.	160	84	32,5	1,56	6,2	6,25	1,26	3,98	1,248	1,201	+ 0,047
	153	67	26,3	1,20	—	6,53	0,87	5,17	1,453	1,485	— 0,032
	162	42	15,6	0,80	—	6,17	0,39	7,76	2,041	2,104	— 0,063
	135	28	12,4	0,60	—	7,41	0,26	10,34	2,758	2,717	+ 0,041
		0	0	0,43	—	hört auf zu arbeiten.					
1. April.	Ventilgewicht 2,25 Kilogr. Hubhöhe 0,029 Met.										
III. Reihe.	262	222	51,9	1,56	6,2	3,82	0,81	3,98	1,186	1,186	+ 0,000
	261	200	45,9	1,30	—	3,83	0,62	4,77	1,295	1,294	+ 0,001
	261	151	34,7	0,90	—	3,83	0,35	6,90	1,588	1,585	+ 0,003
	262	107	24,5	0,60	—	3,82	0,18	10,34	2,054	2,056	— 0,002
		0	0	0,25	—	hört auf zu arbeiten.					
2. April.	Ventilgewicht = 3,55 Kilogr.										
IX. Reihe.	186	99	31,94	1,56	4,2	5,38	1,72	2,69	1,162	1,119	+ 0,043
	178	83	27,98	1,30	—	5,62	1,35	3,24	1,289	1,296	— 0,007
	168	65	23,21	1,00	—	5,95	0,89	4,20	1,592	1,605	— 0,013
	157	41	15,67	0,70	—	6,37	0,48	6,00	2,212	2,184	+ 0,028

Hub. Dieses Ventil hat nämlich 0,169 Met. Durchmesser, das Rohr 0,114 Met. Durchmesser, das Wasser muß sich aber bei dem laternenförmigen Ventile durch Schlitze hindurchdrängen, deren Querschnitt nicht angegeben ist, aber nothwendig kleiner sein muß, als bei einem gewöhnlichen Tellerventil.

Der schädliche Einfluß dieses Widerstandes zeigt sich noch deutlicher bei der vierten und fünften Versuchsreihe, wo die Hubhöhe des Ventiles blos 0,020 Met. betrug. Hier wurden die in Tabelle II aufgeführten Resultate erzielt.

Mit der Verminderung des Hubes des Ventiles nimmt die gehobene Wassermenge beträchtlich ab und die Spielzahl zu; der mit größerem Hube und langsamer arbeitende Stoßheber besitzt aber einen besseren Wirkungsgrad. Stellt man die demselben Ventilgewichte (2,259 Kilogr.) und gleichen Werthen des Verhältnisses $\frac{h}{H}$ aber verschiedenen Hubhöhen des Ventiles entsprechenden Werthe des Quotienten $\frac{QH}{qh}$ und der gehobenen Wassermenge q nebeneinander, so ergiebt sich Folgendes.

	Werthe von $\frac{QH}{qh}$.			Werthe von q.		
Hubhöhe	44	29	20 Millim.	44	29	20 Mm.
$\frac{h}{H}$ = 3,98	1,157	1,186	1,295	1,20	0,81	0,54
= 4,77	1,320*	1,295	1,557	0,92*	0,62	0,33
= 6,90	1,550*	1,588	1,614	0,55*	0,35	0,25

Die mit einem Sternchen bezeichneten Ziffern sind nur durch graphische Interpellation aus der II. Versuchsreihe

Tabelle II.

Datum des Versuches.	Dauer des Versuches in Secunden.	Anzahl der Heberstöße.		Gefälle H	Steighöhe h	Verbrauchtes Wasser pro Secunde in Litern.	Gehobenes Wasser pro Secunde in Litern.	Quotient $\frac{h}{H}$	Quotient $\frac{QH}{qh}$
		überhaupt.	pro Minute.	Met.	Met.				
1. April.	Ventilgewicht = 2,25 Kilogr. Hub = 0,020 Met.								
IV. Reihe.	180	196	65	1,56	6,2	2,78	0,54	3,98	1,295
	208	240	69	1,40	—	2,40	0,37	4,43	1,465
	204	221	65	1,30	—	2,45	0,33	4,77	1,557
	208	210	61	1,10	—	2,40	0,25	5,64	1,703
	180	202	67	0,90	—	2,76	0,25	6,90	1,614
V. Reihe.	Ventilgewicht = 4,72 Kilogr. Hub = 0,020 Met.								
	165	170	62	1,56	6,2	3,03	0,58	3,98	1,314
	160	147	55	1,30	—	3,12	0,46	4,77	1,422
	157	117	45	1,00	—	3,19	0,30	6,20	1,715
				0,33	hört auf zu arbeiten.				

abgeleitet, welche ziemlich starke Unregelmäßigkeiten zeigt; doch dürfte aus der obigen Zusammenstellung zu folgern sein, daß die Hubwassermenge annähernd in demselben Maße abnimmt, als der Hub.

Was den Einfluß des Gewichtes anlangt, so läßt sich hierüber folgende Zusammenstellung machen.

Werthe von $\frac{QH}{qh}$:

		Ventilgewicht	2,25	3,25	3,55	4,72 Kilogr.
$\frac{h}{H}$ =	3,98		1,186	1,248	1,535	1,314
	4,77		1,295	1,388	1,789	1,422

Diese Ziffern drücken indessen den Einfluß des Ventilgewichtes nicht rein aus, da sie sich leider nicht auf ein und denselben Ventilhub beziehen. Sehr abnorm sind die dem Ventilgewichte von 3,55 Kilogr. entsprechenden, durch Interpolation aus den Beobachtungen der IX. Versuchsreihe gewonnenen Werthe, und wenn man diese nicht berücksichtigt, so zeigt sich, daß zwar das leichtere Ventil der III. Reihe günstiger arbeitet, als das mehr als zweimal so schwere Ventil der V. Reihe, daß aber verminderter Hub ungünstiger wirkt, als vermehrtes Ventilgewicht.

Um die Vorzüge der Bollé'schen Ventilconstruction näher kennen zu lernen, hat Tresca an Stelle dieses Ventiles ein gewöhnliches Tellerventil eingesetzt und mit dem in dieser Weise abgeänderten Bollé'schen Stoßheber mehrere Versuchsreihen abgeführt. Den regelmäßigsten Verlauf zeigten die nachstehend mitgetheilten beiden Versuchsreihen. (Tab. III.)

Die Quotienten $\frac{QH}{qh}$ lassen sich auch bei diesen Versuchen in befriedigender Weise durch Formeln ausdrücken und zwar erhält man

für die VIII. Reihe die Formel

$$\frac{QH}{qh} = 0{,}7005 + 0{,}07585 \frac{h}{H},$$

für die VII. Reihe die Formel

$$\frac{QH}{qh} = 0{,}4685 + 0{,}1228 \frac{h}{H}.$$

Diese Formeln harmoniren aber keineswegs mit den die Versuche mit dem Bollé'schen Ventil wiedergebenden Formeln.

Es zeigt sich auch hier wieder, daß der größere Ventilhub einen günstigeren Effect giebt, als der kleinere; vergleicht man aber hiermit die VI. Versuchsreihe, so möchte man die Vermuthung aufstellen, daß in Bezug auf den Ventilhub ein günstigstes Maximum vorhanden sei. Bei dieser Versuchsreihe ergab sich nämlich Umstehendes. Tabelle IV.

Trotz des größeren Hubes sind hier größere Werthe des

Tabelle III. Versuche mit Bollé's Stoßheber und einem gewöhnlichen Tellerventil.

Datum des Versuches.	Dauer des Versuches in Secunden.	Anzahl der Heberstöße		Gefälle H	Steighöhe h	Verbrauchtes Wasser pro Secunde in Litern.	Gehobenes Wasser pro Secunde in Litern.	Quotient $\frac{h}{H}$	Quotient $\frac{QH}{qh}$		Differenz.
		überhaupt.	pro Minute.	Met.	Met.				beobacht.	berechnet.	
31. März.	Ventilgewicht = 2,75 Kilogr. Hubhöhe 0,010 Met.										
VIII. Reihe.	290	279	58	1,56	6,2	3,45	0,81	3,98	1,072	1,002	+ 0,070
	292	254	52	1,40	—	3,43	0,76	4,43	1,019	1,036	— 0,017
	291	221	45	1,20	—	3,44	0,63	5,17	1,033	1,092	— 0,059
	280	155	33	0,80	—	3,57	0,36	7,76	1,279	1,288	— 0,009
	280	117	25	0,60	—	3,57	0,23	10,34	1,502	1,484	+ 0,016
	260	82	19	0,45	—	3,85	0,16	13,79	1,747	1,746	— 0,001
				0,25	hört auf zu arbeiten.						
31. März.	Ventilgewicht = 2,75 Kilogr. Hubhöhe = 0,005 Met.										
VII. Reihe.	615	1000	97	1,56	6,2	1,63	0,42	3,98	0,967	0,957	+ 0,010
	643	602	75	1,20	—	1,55	0,27	5,17	1,111	1,103	+ 0,008
	622	734	71	1,00	—	1,61	0,21	6,20	1,237	1,230	+ 0,007
	630	604	57	0,80	—	1,59	0,15	7,76	1,368	1,421	— 0,053
	304	240	47	0,60	—	1,64	0,09	10,34	1,763	1,738	+ 0,025
				0,40	—	der Heber hob kein Wasser mehr.					
				0,16	—	hörte auf zu arbeiten.					

Tabelle IV. Versuch mit einem Tellerventil von 2,75 Kilogr. Gewicht und 0,022 Met. Hub.

Datum des Versuches.	Dauer des Versuches in Secunden.	Anzahl der Heberstöße		Gefälle H	Steighöhe h	Verbrauchtes Wasser pro Secunde in Litern.	Gehobenes Wasser pro Secunde in Litern.	Quotient $\frac{h}{H}$	Quotient $\frac{QH}{qh}$
		überhaupt.	pro Minute.	Met.	Met.				beobacht.
31. März.	165	92	34	1,56	6,2	6,06	1,39	3,98	1,097
VI. Reihe.	165	94	34	1,56	—	6,06	1,37	3,98	1,113
	160	82	32	1,30	—	6,24	1,08	4,77	1,185
	150	48	19	0,80	—	6,67	0,84	7,76	2,531
	145	30	12	0,55	—	6,89	0,28	11,29	2,183
				0,47	hört auf zu arbeiten.				

Leistungsquotienten $\frac{QH}{qh}$ erhalten worden, wenn man auch von dem möglicherweise fehlerhaften vierten Versuche absieht.

Die gehobenen Wassermengen nehmen mit der Verminderung des Hubes ab, jedoch nicht im Verhältniß des Hubes, weil gleichzeitig die Spielzahl bedeutend wächst. Dies zeigt sich deutlich aus nachstehender Zusammenstellung, in welcher die mit * bezeichneten Ziffern durch Interpolation gewonnen sind.

$\frac{h}{H}$ =	Gehobene Wassermenge q.			Spielzahl pro Minute.		
Hubhöhe	22	10	5 Millim.	22	10	5 Millim.
3,98	1,38	0,81	0,42	34	58	97
4,77	1,08	0,68*	0,32*	32	49*	82,5*
7,76	0,34	0,36	0,15	19	33	57
11,29	0,28	0,21*	0,08*	12	23,5*	43*

Uebrigens betrug bei 0,022 Met. Hub der Durchgangsquerschnitt des Tellerventiles 0,01168 Quadr.-Met., während derjenige des Leitungsrohres 0,01 Quadr.-Met. betrug.

Vergleicht man die Werthe des Quotienten $\frac{QH}{qh}$, welche beim Bollé'schen und beim gewöhnlichen Tellerventil für gleiche Werthe des Verhältnisses $\frac{h}{H}$ erhalten worden sind, so zeigt sich, daß in dieser Beziehung das Tellerventil den Vorzug verdient, dagegen besitzt das Bollé'sche Ventil nach Tresca den Vorzug, daß es weniger heftige Stöße giebt, was einen länger anhaltenden ungestörten Gang verspricht.

Bei sämmtlichen Versuchsreihen zeigt sich übrigens, daß für eine und dieselbe Aufstellung oder gleichen Ventilhub die erforderliche Betriebs-Wassermenge sich nahezu gleich bleibt, obwohl die Spielzahl pro Minute mit der Abnahme der Druckhöhe sinkt und die gehobene Wassermenge ebenfalls stark abnimmt. Die Betriebswassermengen nehmen annähernd in demselben Verhältniß als der Ventilhub ab, wenn das Ventilgewicht unverändert bleibt.

Tabelle V.

Ventilgewicht Kilogr.	Gefälle H Met.	Steighöhe h Met.	Ventilhub s Met.	Verhältniß $\frac{h}{H\sigma}$	Verbrauchtes Wasser pr. Sec. Q Lit.	Gehobenes Wasser pr. Sec. q Lit.	Verhältniß $\frac{QH}{qh\sigma}$	Berechneter Werth.	Differenz.
3,33	1,30	4,20	0,022	3,564	4,95	1,42	1,193	1,306	— 0,115
2,75	1,56	6,20	"	4,378	6,06	1,38	1,216	1,428	— 0,212
3,33	1,00	4,20	"	4,619	5,10	1,00	1,335	1,464	— 0,129
2,75	1,30	6,20	"	5,247	6,24	1,08	1,304	1,556	— 0,252
"	0,80	"	"	8,537	6,67	0,34	2,784	2,043	+ 0,741
"	1,56	"	0,010	9,631	3,45	0,81	2,594	2,204	+ 0,390
"	1,40	"	"	10,72	3,43	0,76	2,466	2,365	+ 0,101
"	0,55	"	0,020	12,42	6,89	0,28	2,402	2,616	— 0,214
"	1,20	"	0,010	12,51	3,44	0,63	2,500	2,630	— 0,130
"	0,80	"	"	18,78	3,57	0,36	3,095	3,550	— 0,455
"	1,56	"	0,005	19,26	1,63	0,42	4,679	3,627	+ 1,052
"	0,60	"	0,010	25,02	3,57	0,23	2,887	4,478	— 1,591
"	1,20	"	0,005	25,02	1,55	0,27	5,376	4,478	+ 0,898
"	1,00	"	"	30,01	1,60	0,21	5,987	5,215	+ 0,772
"	0,45	"	0,010	33,37	3,85	0,16	4,228	5,713	— 1,485
"	0,80	"	0,005	37,56	1,59	0,15	6,621	6,331	+ 0,290
"	0,60	"	"	50,04	1,64	0,09	8,533	8,176	+ 0,357
									+ 4,583
									— 4,601

Es ist daher noch der Versuch gemacht worden, den Ventilhub oder das Verhältniß der Durchgangsfläche des geöffneten Ventiles zum Querschnitt des Zuleitungsrohres in die Formel für den Wirkungscoefficienten $\frac{QH}{qh}$ mit einzuführen. Dies ist nur für das Tellerventil möglich, weil bei dem Bollé'schen Ventil die Angaben über die Größe der Durchgangsöffnung fehlen. Ist der Durchmesser des Tellerventiles d, der Hub desselben s, so ist die Durchgangsfläche $= \pi d s$. Andrerseits ist der Querschnitt des Zuleitungsrohres $= \frac{\pi D^2}{4}$, wenn D dessen Durchmesser ist. Da nun $d = 0{,}169$ Met., $D = 0{,}114$ Met. war und der Hub bei den verschiedenen Versuchsreihen 0,022, 0,010 und 0,005 Met. betrug, so erhält man für das Verhältniß $\sigma = \frac{\pi d s}{\frac{1}{4}\pi D^2}$ die Werthe 0,909; 0,413 und 0,207. Die Berechnung der Versuche nach der Formel

$$\frac{QH}{qh} = \alpha\sigma + \beta\frac{h}{H} \quad \text{oder} \quad \frac{QH}{qh.\sigma} = \alpha + \beta\cdot\frac{h}{H\sigma}$$

hat Vorstehendes ergeben. (Tabelle V.)

Nach den in dieser Tabelle aufgeführten numerischen Werthen fanden sich für die Constanten folgende Werthe:

$$\alpha = 0{,}7814 \qquad \beta = 0{,}1478.$$

Allerdings ergaben sich, wie die letzte Columne zeigt, zwischen den durch directe Beobachtung gefundenen und den nach der Formel

$$\frac{QH}{qh\sigma} = 0{,}7814 + 0{,}1478\,\frac{h}{H\sigma}$$

berechneten Werthen, welche in der vorletzten Columne verzeichnet sind, ziemlich starke Differenzen; da die größeren Differenzen aber meist nur bei solchen Versuchen vorkommen, wo der Stoßheber schon unregelmäßig arbeitete, so darf angenommen werden, daß dort gröbere Beobachtungsfehler vorgekommen sind, und die gefundene empirische Formel nicht ganz unbrauchbar ist.

Ueber die Reinigung der Schleußenflüssigkeit.

Von

Le Chatelier, Ober-Bergingenieur.

Veranlassung zu den Versuchen.

Die Versuche, welche ich unter Beihilfe des Herrn Léon Durand-Claye, Ingenieur des Straßen- und Wasserbaues, über die Reinigung der Schleußenflüssigkeit der Stadt Paris unternommen habe, sind durch ältere Versuche über die Bereitung und Anwendung des Alauns angeregt worden, welche ich gemeinschaftlich mit den Herren Henri Sainte-Claire Deville und Frédéric Jacquemart abgeführt hatte.

Wir hatten im Jahre 1858 gefunden, daß der im Jahre vorher vom Ober-Bergingenieur Meissonnier zu Marseille und gleichzeitig von Gaudin als reiches thonerdehaltiges Mineral empfohlene Bauxit zur fabrikmäßigen Darstellung der Sodaaluminate benutzt werden könne, indem man ihn blos in einem Reverberirofen mit Soda zu calciniren brauche, und unsere Versuche sind zur Schaffung einer neuen Industrie Veranlassung geworden, welche Herr Henry Merle mit bestem Erfolg zu Salyndres betreibt.

Weitere Versuche, die ich später mit Herrn Jacquemart über die Verwendung gewisser Thonsalze zur Klärung des Zuckersaftes anstellte, hatten uns darauf hingewiesen, welche Rolle der Alaun als Reinigungs- und Klärungsmittel für trübe Flüssigkeiten zu spielen im Stande sei, zumal bereits bekannt war, daß in gewissen Fällen Alaun zum Reinigen des Trinkwassers zweckmäßige Verwendung finde.

Dieserhalb sprach ich wiederholt gegen meinen Freund und Collegen, Herrn Ober-Bergingenieur Mille, als er sich mit den in Edinburg und Mailand angestellten Versuchen über Verwendung der Schleußenflüssigkeit zur Ueberrieselung und mit Studien über die verschiedenen Systeme zur Unschädlichmachung derselben für große Städte beschäftigte, die Ansicht aus, daß bezüglich der Stadt Paris die chemische Reinigung eine wichtige, ja unentbehrliche Rolle spielen werde. Ich wünschte aber auch durch Versuche zu ermitteln, ob die Ideen, die ich in dieser Beziehung hegte, begründet seien, und ob mit Alaunsalzen bessere Erfolge zu erzielen seien, als mit den bis dahin

verwendeten Reagentien, besonders mit Kalkerde und Chloreisen, und hierüber hat mir Herr Durand-Claye, zweiter Director des Laboratoriums der École des ponts et chaussées zu eingehenderen Studien Gelegenheit und Beistand verschafft, welche von Ende Juni 1856 bis Ende Januar 1866 gedauert haben. Ueber die Ergebnisse dieser Versuche giebt nachstehender Bericht an Herrn Belgrand, Director der Wasserversorgungs- und Entwässerungs-Anlagen, specielle Mittheilungen.

Schreiben an Herrn Belgrand.

Die Frage über die chemische Reinigung der Schleußenflüssigkeit ist noch nicht genügend erörtert worden, so daß die Stadt Paris genügende Ursache hat, dies zu thun, bevor sie auf die Ausführung des Mille'schen Projectes eingeht.

Man hat, wie es scheint, hierzu blos zwei Stoffe versucht, nämlich Kalk in Leicester und Eisenperchlorur in Brüssel, das brauchbarste Mittel dürfte aber ein Thonerdesalz, besonders schwefelsaure Thonerde sein.

Die Thonerde besitzt nämlich die Eigenschaft, mit organischen Stoffen feste Verbindungen, die sogenannten Lacke, zu bilden, ihre gelatinöse Beschaffenheit bietet zugleich ein ausgezeichnetes Vehikel zur Vereinigung und Niederschlagung der in der Flüssigkeit schwimmenden Theilchen und überdies würde ein kleines Uebermaaß von zugesetzter schwefelsaurer Thonerde dem späteren Faulen der etwa darin verbliebenen organischen Stoffe vorbeugen. Für das Mißlingen der Versuche mit Kalk zu Leicester*) werden verschiedene Ursachen angeführt; erstens war das Unternehmen eine industrielle Speculation und der Erlös aus den Rückständen sollte nicht nur die Kosten der Reinigung, sondern auch die Zinsen des Anlagscapitals decken, welches sich höher belief, als bei Vermeidung jedes unnöthigen Luxus nöthig gewesen wäre; die Rückstände unterlagen aber auch zweitens einer sehr schnellen Zersetzung, verloren rasch an Werth und wurden sogar eine Quelle zu neuen Unzuträglichkeiten.

Wenn schwefelsaurer Kalk in England ebenso billig wäre, als in Frankreich (man bezieht aber in London den Gyps von Argenteuil und Triel), so hätte man diesem Uebelstande leicht dadurch abhelfen können, daß man während der allmäligen Bildung den Niederschlag mit zerfallenem gebrannten oder mit gemahlenem Gyps bestreut hätte, wie ein in dem Laboratorium der Schule für Straßen- und Brückenbau ausgeführter Versuch im Kleinen bewiesen hat.

Ueber das Eisenperchlorur hat man in England und Belgien gründliche Studien gemacht, wobei sich gezeigt hat, daß es bei den angewendeten nur sehr geringen Dosen zwar die Flüssigkeit nicht vollständig und auch nicht rasch genug zu klären im Stande sei, aber eine dauernde Desinfection bewirke.

Bei den von Hoffmann und Franckland in London mit 7500 Gallonen oder ca. 33 Cubikmet. Schleußenflüssigkeit angestellten Versuchen betrug

die Dichtigkeit des Eisenperchlorur .	1,45
der Preis des Liters	0,137 Fr.
der Verbrauch pro Cubikmet. . .	0,065 Lit.
der Aufwand pro Cubikmet. . . .	0,0089 Fr.

und nach 9 Tagen war im Sommer die obere Flüssigkeit noch völlig geruchlos geblieben, während das mit Kalk gereinigte Wasser (500 bis 600 Gramme pro Cubikmet.) schon nach 48 Stunden faulig zu werden anfing. Die Reinigung mit Chloreisen wirkt also schneller und kostet nur halb so viel als diejenige mit Kalk; auch sprachen sich die Herren Hoffmann und Franckland für die Anwendung dieses Mittels aus, wobei sie nur darin eine Schwierigkeit sahen, daß im Sommer der Niederschlag rasch beseitigt werden müsse, um das Faulen zu verhindern.

---

*) Das Verfahren, dessen man sich in Leicester mehrere Jahre zur Reinigung der täglich 32000 Cubikmet. betragenden Schleußenflüssigkeit bediente, bestand nach dem Mechanic's Magazine in der Beimischung von Kalkmilch, unterstützt durch Rührvorrichtungen. Die Flüssigkeit wurde dann in ein Bassin abgelassen, in welchem sich bald ein flockiger und schlammiger Niederschlag von kohlensaurem Kalk absetzte, durch welchen die suspendirten festen Bestandtheile der Flüssigkeit mit zu Boden gerissen wurden. Die darüber stehende Flüssigkeit wurde in den Fluß abgelassen und eine zweite Füllung des Bassins mit Schleußenwasser vorgenommen, welche einen zweiten Niederschlag lieferte. Wenn der Bodensatz stark genug geworden war, so wurde er durch mehrere am Boden des Bassins liegende archimedische Schrauben zum Trocknen in große flache Bassins herausgeschafft und von dort aus weiter versandt.

Da hierbei Kalk im Uebermaaß beigemengt werden mußte, so entstand ein bedauerlicher Verlust an Ammoniak und besonders war die nachträgliche Entwickelung von Gasblasen nachtheilig, welche in den untern Schichten des Niederschlages entstand, indem dadurch der Absatz neuen Niederschlages gestört, die später eingefüllte Flüssigkeit also minder vollkommen geklärt wurde.

Neuerdings hat die städtische Behörde das Verfahren von D. Forbes und A. Price adoptirt, wobei ein besonders auf der Insel Alto Vela in großer Menge vorkommendes Thonerdephosphat als Niederschlagsmittel angewandt wird. Dasselbe enthält 39 Proc. Phosphorsäure und 27 Proc. Thonerde, wird gepulvert und nachher mit 70 Proc. Schwefel- oder Salzsäure zersetzt, wodurch eine in Wasser lösliche, stark antiseptisch wirkende feste Masse erhalten wird.

Wird diese, in Wasser gelöst, an Stelle der Kalkmilch mit der Schleußenflüssigkeit gemengt, so entsteht ein sehr reichlicher Niederschlag und die Flüssigkeit wird derartig abgeklärt, daß sie, besonders wenn man nachher noch etwas Kalkmilch zusetzt, zu jedem Gebrauche verwendbar ist, selbst nach monatelanger Aufbewahrung nicht übelriechend, noch faulig wird, und den Fischen in keiner Weise nachtheilig ist. Das Verfahren bei der Klärung des Schleußenwassers mit diesem Mittel ist dasselbe wie bei der Kalkmilch und der Niederschlag ist bedeutend werthvoller, da bei Anwendung von 1 Tonne Phosphat auf 1500 Cubikmet. Schleußenwasser ein Niederschlag mit 62,26 Proc. Phosphat und 20,11 Proc. organische Stoffe erhalten wird.

Anmerkung der Red. des Civiling.

In dem Berichte, welchen Hervé Mangon im Jahre 1856 über das Wickstead'sche Verfahren zu Leicester erstattete, hatte derselbe auch auf eine Verbesserung dieses Verfahrens durch Zusatz von etwas saurem phosphorsaurem Kalk und magnesiahaltigem Kalk hingewiesen, wodurch die Menge des niedergeschlagenen Stickstoffes, welche nur 30 Procent des in der Flüssigkeit enthaltenen Stickstoffes betrug, vermehrt werden würde; auch hatte er hervorgehoben, daß man die Niederschläge als künstliche Salpeterplantagen benutzen könne. Als ich im Sommer 1865 mit Herrn Hervé Mangon hierüber zu sprechen Gelegenheit hatte, ersuchte ich ihn, diese Studien wieder aufzunehmen; da ihm aber seine damalige Beschäftigung als Generalcommissariats-Adjunct für die Ausstellung hierzu nicht Muße genug ließ, so machte er mich mit Herrn Ingenieur Durand-Claye bekannt, welcher ihn als Leiter des Laboratoriums der Schule für Straßen- und Brückenbau vertrat und sich nach weiterer Vernehmung mit mir bereitwilligst der Abführung einer größeren Reihe von Versuchen im Kleinen mit der ihm zu verschiedenen Zeiten zugestellten Schleußenflüssigkeit unterzogen hat. Da diese Versuche nicht dienstlicher Natur waren, so sind sie nur gelegentlich und mit vielfachen Unterbrechungen ausgeführt worden; sie verlieren aber hierdurch keineswegs an Interesse, zeigen vielmehr, wie zweckmäßig es sein dürfte, vollständigere Versuche über die chemische Reinigung anzustellen. Ueber dieselben ist Folgendes mitzutheilen.

1. Versuchsreihe. Versuche mit nachstehenden Reagentien und Schleußenwasser vom 28 Juli.
   Saurer phosphorsaurer Kalk mit 0,3 bis 0,34 Gramm Phosphorsäure,
   Eisenperchlorur mit 0,3 bis 0,34 Gramm Eisen,
   Gebrannter Dolomit mit 0,1 bis 0,15 Gramm Magnesia und 0,21 bis 0,43 Gramm Kalk.

Die Klärung erfolgte in befriedigender Weise; der Niederschlag hielt 0,016 Gramm Stickstoff oder 35 Proc. des gesammten durchschnittlichen Stickstoffgehaltes der Flüssigkeit; von Phosphorsäure blieben in der abgeklärten Flüssigkeit blos unbedeutende Spuren erkennbar.

Da dieses Verfahren nicht merklich mehr Stickstoff ausschied als der Kalk, so schien uns dasselbe zu kostspielig zu sein, doch wären diese Versuche wohl noch weiter fortzustellen und zu versuchen, ob das Lesieur'sche Verfahren nicht anwendbar sei, wonach ammoniakalische Flüssigkeiten mit zweibasischer phosphorsaurer Magnesia geschüttelt werden sollen, um sehr kleine Mengen Ammoniak als phosphorsaures Ammoniak-Magnesiasalz niederzuschlagen.

2. Versuchsreihe. Ende August. Erstens wurden mit saurem phosphorsaurem Kalk, Magnesiumchlorur, Perchlorur von Eisen und Kalk nur 35 Procent des Stickstoffs ausgefällt, wobei die angewendeten Mengen, wie bei der ersten Reihe, im Allgemeinen noch zu stark waren.

Zweitens wurde bei Eisenperchlorur mit 0,268 bis 0,355 Gramm Eisen und 0,3 bis 0,4 Gramm Kalk eine gute Abklärung erhalten und 34,4 Proc. des Stickstoffs gefällt.

3. Versuchsreihe. 5. September. Unreineres, schillernderes Wasser. Mit Eisenperchlorur von 0,51 Gramm Eisenperoxyd und 0,6 Gramm Kalk-Gehalt erfolgte die Klärung schwierig und wurde nur 29,2 Proc. des Stickstoffes gefällt.

Durch Magma aus der Picardie, ein Gemisch aus schwefelsaurer Thonerde, Peroxyd und Protoxyd von Eisen, mit einem Gehalte von

Thonerde	. 0,4	Gramm.
Eisenoxyd	. 0,3	„
Kalkerde	. 0,6	„

wurden 31,3 Proc. Stickstoff niedergeschlagen.

4. Versuchsreihe. 13. September. 19 Versuche mit Magma aus der Picardie und Kalk in verschiedenen Dosen. Im Allgemeinen unbefriedigende Klärung, die aber durch Kochen sehr gut wurde. Beim fünften Versuche, welcher besonders gelungen ist, wurde das Liter Schleußenwasser mit 2 Cubikcentim. Magma von einem Gehalt von 0,14 Gramm Oxyden und 0,6 Kalkerde versetzt und 38 Proc. des Stickstoffs niedergeschlagen.

5. Versuchsreihe. Oktober. Bei 0,6 Gramm Kalk pro Liter erhielt man 0,021 Gramm Stickstoff und 0,038 Gramm Phosphorsäure.

Bei Verwendung von Kalk und Lauge mit einem Gehalt von 0,14 Gramm an Oxyden und 0,6 Gramm an Kalk wurden an Stickstoff 27 Proc. niedergeschlagen.

Von dem Niederschlage wurde ein Theil in Kapseln 20 Tage der Luft ausgesetzt und zwar enthielt eine Kapsel den unvermischten Niederschlag, die zweite Niederschlag und aufgelöstes Magma, die dritte den Niederschlag unter einer Bedeckung von schwefelsaurem Kalk, die vierte den mit Hilfe des Magmas gewonnenen Niederschlag.

Die beiden ersten Kapseln verloren ungefähr 20 Proc. des Stickstoffes, die beiden andern Nichts; es läßt sich also der Fäulniß der mit Kalk erhaltenen Niederschläge vorbeugen und es lassen sich mit Alaun Niederschläge erzeugen, welche der weitern Zersetzung widerstehen, wenigstens in dieser Jahreszeit.

6. Versuchsreihe. Mit Kohlensäure, um die Abscheidung zu beschleunigen. Kein entschiedenes Resultat.

7. Versuchsreihe. 24. November. Reine neutrale schwefelsaure Thonerde von Salyndres.

0,4 Gramm Lösung mit 0,061 Gramm Thonerde gab ein sehr befriedigendes Resultat. Das Schleußenwasser war arm, 0,008 Gramm Stickstoff und 0,003 Gramm Phosphorsäure.

Wiederholung des Versuches mit eisenhaltiger schwefelsaurer Thonerde, die nach dem Merle'schen Verfahren zu Salyndres aus Bauxit bereitet war. Es wurde eine Solu-

tion von 0,025 Gramm Thongehalt im Cubikcentimeter mit etwas Eisen bereitet und hiervon wurden Quantitäten von 1 bis 20 Cubikcentim. zu der zu klärenden Flüssigkeit zugesetzt. Die beiden Proben mit den extremen Quantitäten zeigten sich nach einer Nacht Stehen noch leicht trübe, jedoch noch weniger trübe als das Seinewasser der Leitung des Laboratoriums, die übrigen vollkommen hell und geruchlos. Mithin werden 1 bis 2 Liter Alaunlösung mit 25 bis 50 Gramm*) Thonerde im Cubikmeter, eine genügende Klärung bewirken. Dasselbe Resultat werden ohne Zweifel auch die Magmas der Picardie liefern, wenn sie neutralisirt werden; der Zusatz von etwas Kalk wird den Niederschlag unterstützen.

Nach vorläufiger Rechnung darf man annehmen, daß das Gemenge Thonerde und Peroxyd von Eisen aufgelöst in Schwefelsäure auf 40 bis 50 Centimes pro Kilogramm zu stehen kommen würde, und daß also auf 1 Cubikmet. Schleußenwasser für 1 bis 2,5 Centimes Flüssigkeit erforderlich wäre.

Thonerde und Eisenoxyd fällen die Phosphorsäure vollständig, es ist aber sehr schwierig, diese in den thonigen Niederschlägen quantitativ zu bestimmen. Bei den Durand-Claye'schen Versuchen ist nur für den 5. Versuch, wo der Niederschlag blos durch Kalk bewirkt wurde, eine zuverlässige Bestimmung des Phosphorsäuregehaltes erzielt worden. Bei einer mittleren Beschaffenheit der Flüssigkeit, welche 40 Gramm Stickstoff- und 30 Gramm Phosphorsäuregehalt pro Cubikm. erwarten läßt, kann man hoffen, im Niederschlage 30 Proc. des Stickstoffs und 75 Proc. der Phosphorsäure zu gewinnen.

Wird nun der Werth des Stickstoffs zu 2 Francs, derjenige der Phosphorsäure zu 1 Franc angesetzt, so sind aus 1000 Cubikmetern zu gewinnen

Stickstoff, 12 Kilogr. à 2 Fr. . . 24,00 Fr.
Phosphorsäure 22,5 Kilogr. à 1 Fr. 22,50 „
Summe 46,50 Francs.

Die Ausgabe für das Fällungsmittel würde dagegen, je nach dem Preise der Materialien und der erforderlichen Quantität derselben, 10 bis 25 Francs betragen.

Da der landwirthschaftliche Werth der gewonnenen Stoffe hauptsächlich zu berücksichtigen ist, so müßte aus einer größeren Anzahl genommener Proben der durchschnittliche Gehalt an Phosphorsäure, sowohl in der Flüssigkeit, als in dem Niederschlage und in der darüber stehenden Flüssigkeit bestimmt werden. Unsere Aufmerksamkeit ist nun bei der Versuchsreihe mit Alaun speciell auf diesen Punkt gerichtet gewesen. Durch Alaun sollte die gesammte Phosphorsäure gefällt werden, nöthigenfalls könnte auch etwas Kalkmilch zugefügt werden. Geringe Mengen Phosphorsäure sind aber neben großen Mengen Thonerde nicht mehr bestimmbar, wir besitzen also in der That nur eine einzige Beobachtung, durch welche im Niederschlag aus einer anscheinend reichen Flüssigkeit ein Gehalt von 38 Gramm Phosphorsäure im Cubikmeter nachgewiesen wurde.

Stickstoff und Phosphorsäure sollen durch Eisenoxyd in einem für die Landwirthschaft zweckmäßigen Verhältniß ausgefällt werden. Eine Bemerkung in Liebig's letztem Werke scheint dem Thonerdephosphat günstig zu sein und aller Wahrscheinlichkeit nach würden die mitgerissenen und durch die Thonerde vor der Zersetzung geschützten organischen Stoffe ebenfalls vortheilhaft wirken. Indessen sind hierüber noch weitere Erörterungen und am besten Versuche anzustellen.

Die geklärte Flüssigkeit wird noch ammoniakalische, kali- und kalkhaltige Salze, vielleicht auch etwas Phosphorsäure enthalten, dürfte somit zur Berieselung sehr geeignet sein, und es wäre zu versuchen, ob dieselbe nicht für die Niederungen an den Seineufern Verwendung fände. Was nicht hierzu gebraucht würde, ließe man weglaufen, um es aber auf das andere Ufer zu bringen, könnte man über die Brücken Heberrohre legen.

Paris, den 26. Januar 1866.

Die diesem Schreiben beigegebenen Wasserproben waren so hell und geruchlos, daß Herr Belgrand kein Bedenken trug, sie zu kosten, und sie dem Pariser Brunnenwasser vergleichbar fand.

Die Ergebnisse meiner Untersuchungen fanden bei der Commission für die Schleußenangelegenheit, deren Präsident Herr Dumas war, freundliche Aufnahme, und nachdem Herr Pelouze die Sache geprüft und darüber Bericht erstattet hatte, so beantragte diese Commission bei dem Präfecten des Seinedepartements einen Credit von 100000 Francs zur Anstellung von Versuchen im Großen, deren Leitung naturgemäß dem schon seit Jahren mit Untersuchungen über die Entwässerung der Städte beschäftigten und bereits mit einem großartigen Plane über die Verwendung des Pariser Schleußenwassers in der Landwirthschaft herausgetretenen Herrn Mille übertragen wurde. Herr Mille verband sich mit den Herren Le Chatelier, Durand-Claye und Jacquemart, um von ihren Erfahrungen und Untersuchungen über Alaunsalze und über die Benutzung der Schleußenflüssigkeit Nutzen zu ziehen, und nach mehreren Conferenzen wurde das Programm zu den auf einem in Clichy erpachteten Terrain auszuführenden Versuchen festgestellt. Hiernach sollte das Reagens in einem continuirlichen Strahle in den Schleußenwassercanal geleitet werden und die Ablagerung der festen Stoffe in auszugrabenden Bassins erfolgen, welche durch Schützen mit vielen Löchern geschlossen wären, um in einfachster Weise die von Hervé Mangon zu Leicester beobachtete und in den Annales des ponts et chaussées auf 1856 beschriebene methodische Ausflußweise nachzuahmen. Eigentlich ist diese Methode, welche bei sehr langsamer Bewegung große Flüssigkeitsmengen durch kleine Bassins hindurchzuführen

*) Spätere Versuche zeigten, daß 25 Gramm Thonerdegehalt im Cubikmeter mehr als hinreichend sind.

gestattet, nur die Reproduction der schon im Jahre 1824 von dem Bergingenieur Parrot in den Ardennen angewendeten und in den Annales des Mines auf 1828 beschriebenen Verfahrungsweise.

Herr Mille hatte überdies Auftrag, auf dem erpachteten Terrain auch verschiedene Culturversuche anzustellen. Herr Léon Durand-Claye hat in den Jahren 1866 bis 1868 die analytischen Untersuchungen geleitet und eine große Zahl von Beobachtungen über die Beschaffenheit des rohen und gereinigten Schleußenwassers, die in den Bassins aufgefangenen Niederschläge, das Flußwasser ober- und unterhalb der Einmündung der Schleuße u. s. w. gesammelt.

Als Niederschlagsmittel bediente man sich zu Clichy der Magmas aus der Picardie, eines wasserhaltigen Gemenges von schwefelsaurer Thonerde, schwefelsaurem Eisenoxyd und Oxydul, obgleich die Vorversuche mit reiner und neutraler schwefelsaurer Thonerde, sowie mit dem aus Bauxit dargestellten eisenhaltigen und sauren Alaun bessere Resultate gegeben hatten. Das Magma war nämlich gut genug und gleich fertig zu haben.

Man konnte, selbst bei Einstellung der Berieselung, pro Tag zu 12 bis 14 Stunden, nicht mehr als 500 Cubikmet. Schleußenwasser in die Bassins nehmen, deren Größe dieser Menge nicht entsprach, so daß die Klärung nicht rasch genug und daher bisweilen nur unvollkommen erfolgte. Trotzdem war das Wasser so weit klar, daß es ohne alles Bedenken sofort in die Seine abgelassen werden konnte.

Die in noch größerem Maaßstabe in den Jahren 1869 und 1870 zu Gennevilliers abgeführten Versuche mit reiner, saurer schwefelsaurer Thonerde, die von den in dem Magma aus der Picardie vorkommenden Salzen von Eisenoxyd und Kalkerde, sowie organischen Stoffen frei war, haben noch günstigere Resultate gegeben.

Mithin haben die Vorversuche im Laboratorium soweit ihre Bestätigung gefunden, als es sich um Klärung und Desinficirung des Schleußenwassers handelt; letzteres läßt sich im Sommer mehrere Tage aufbewahren, ohne trübe oder durch Zersetzung der noch darin befindlichen organischen Stoffe verdorben zu werden. Der Niederschlag trocknet leicht, zeigt in feuchtem Zustande nur einen schwachen, im trocknen Zustande, wo er eine schwammige Masse bildet, gar keinen Geruch, scheint an der Luft nicht Stickstoff zu verlieren und leicht Salpeter zu bilden.

Die Umstände, unter welchen diese Versuche, neben den an sich sehr interessanten und wichtigen Culturversuchen, an- und fortgestellt werden, haben noch nicht gestattet, darüber genauere Ziffern zu erheben, welche Wassermengen ein Bassin bei gegebener Fläche und Fassungsraum täglich aufzunehmen und abzuklären vermag, mit welchem geringsten Kostenaufwande bei passender Wahl des Fällungsmittels die Reinigung zu vollziehen ist, und welchen Düngewerth der an der Luft getrocknete Schlamm der Klärbassins im Vergleich zu Stalldünger besitzt; indessen lassen sich diese Fragen auf Grund anderweiter Erfahrungen annähernd beantworten.

Theorie der Reinigung mit schwefelsaurer Thonerde.

Die reine wasserfreie Thonerde, deren chemische Zusammensetzung durch die Formel $Al^2O^3, 3SO^3$ ausgedrückt wird, enthält

Thonerde . . 30 Proc.
Schwefelsäure . 70 „

Sie kommt im Handel als Hydrat, meist mit etwas überschüssiger Säure vor, so daß der größte Thonerdegehalt 14 bis 15 Procent nicht übersteigt.

Man erzeugt den Alaun auf zweierlei Weise: erstens nach dem alten Verfahren aus Thon mit 35 bis 40 Proc. Thonerdegehalt, welcher zur Entfernung der Kieselerde ausgelaugt wird, worauf die Lauge eingedampft und concentrirt wird, um ein festes verkäufliches Product zu gewinnen, zweitens nach dem zu Salyndres ausgeführten Verfahren von Le Chatelier, Sainte-Claire Deville und Jacquemart, wonach die Thonerde in Form eines Natronaluminates aus Bauxit gewonnen, dieses dann durch Kohlensäure zersetzt und die Thonerde in Schwefelsäure aufgelöst wird.

Die Bereitung der schwefelsauren Thonerde für die Färbereien, Papierfabriken u. s. w. wird dadurch kostspielig, daß sie möglichst frei von Eisen und überschüssiger Schwefelsäure sein soll. Wenn das Product dagegen sauer und eisenhaltig sein darf, wenn im Alaun sogar ein gewisser Eisengehalt erwünscht ist, um den in dem Wasser enthaltenen Schwefelwasserstoff zu binden, und wenn überdies schon eine dünne Lauge genügt, so ist die Darstellung des Alauns bei weitem nicht so schwierig und kostbar. Der seines starken Thonerdegehaltes (12 bis 13 Proc.) und geringen Eisengehaltes wegen sehr gesuchte Merle'sche Alaun kostet 24 bis 26 Francs pro 100 Kilogr., oder 2 Francs pro Kilogramm der darin enthaltenen Thonerde, und ähnlich berechnen sich andere Alaunsalze. Bei der sehr verdünnten Lauge für die Versuche zu Gennevilliers mit 2 Proc. Thonerde und 5,4 Proc. Schwefelsäure (also 0,73 Proc.) überschüssiger Schwefelsäure berechnet sich dagegen der Preis des Kilogrammes Thonerde auf 1,8 Francs und wenn man thonerdehaltige Rohstoffe mit Eisenoxyd, wie Bauxit, gewöhnliche Thone, billige Abfälle aus Schieferbrüchen und Kohlengruben verwenden könnte, so würde man sicher eine Niederschlags-Flüssigkeit bereiten können, welche noch billiger zu stehen käme.

Bei der Zersetzung des pulverisirten Bauxits oder Thones u. s. w. könnte man so verfahren, daß man, je nach dem Thonerdegehalte, mit Kammersäure von 51 bis 52°, welche ungefähr zur Hälfte aus Schwefelsäure besteht, einen

dünneren oder dickeren Teig bereitet und diesen in einem Reverberirofen bis über Rothglühhitze erhitzt. Dabei würde die Zerlegung erfolgen und eine feste Masse entstehen, welche nur noch auszulaugen wäre. Da man Schwefelsäure in Uebermaaß anwenden und im Großen ohne Concentration auslaugen könnte, so wäre dieses Verfahren sehr einfach und die Kosten würden sich nicht höher als auf 25 bis 30 Francs pro Tonne der verarbeiteten thonerdehaltigen Substanz, oder auf 10 Centimes pro Kilogramm gewonnenen Alaun belaufen. Will man z. B. in Paris Thon von Vanves mit 25 Proc. Thonerdegehalt verarbeiten, welcher in der Fabrik auf 12 Franc, 50 Cent. pro Tonne (incl. Fuhrlohn) oder auf 5 Centimes pro Kilogramm Thonerde zu stehen kommen kann, und nimmt man dazu Kammersäure mit 50 Proc. Säuregehalt, welche 8 Francs oder 16 Centimes pro Kilogramm Schwefelsäure kostet, so braucht man zur Bereitung einer Lauge von ähnlicher Zusammensetzung wie die zu Gennevilliers mit bestem Erfolg verwandte Flüssigkeit folgende Quantitäten:

Thonerde, 2 Kilogr. à 0,05 Franc . .	0,10 Franc.
Schwefelsäure, 5,4 Kilogr. à 0,16 Franc .	0,87 „
Arbeitslohn 0,10 Franc pro Kilogr. . .	0,20 „
	1,17 Franc

also in runder Zahl 1,2 Franc pro 100 Kilogr. der Lauge, wobei dieselbe 2 Proc. Thonerde hält, das Kilogr. Thonerdegehalt also auf 60 Centimes zu stehen kommt.

Wenn die alaunhaltige Flüssigkeit in dem Schleußenwasser mit kohlensauren Ammoniak-, Kalk- und Magnesia-Salzen in Berührung tritt, welche theils in Folge darin vorhandener freier Kohlensäure, theils als darin schwimmende Präcipitate auftreten können, so bildet die Thonerde mit dem Kalk ein wasserhaltiges, flockiges aber schweres Aluminat, welches die suspendirten Stoffe einhüllt und mit zu Boden reißt. Zugleich scheint die Thonerde auf die färbenden Substanzen zu reagiren, wie dies bei der Bildung der Lacke der Fall ist, so daß eine gewisse Entfärbung und zugleich eine sehr vollkommene Klärung die Folge ist.

Auch das schwefelsaure Eisenoxydul wird durch die alkalischen und erdigen Carbonate zersetzt, indem sich so lange Eisensulphür bildet, bis die in dem Schleußenwasser vorhandene wässerige Schwefelsäure erschöpft ist, während das übrige Eisen einen flockigen Niederschlag von Eisenoxydulhydrat bildet. Schwefelsaures Eisenoxyd, welches nicht durch die kohlensauren Salze zerlegt wird, kann z. Th. in der geklärten Flüssigkeit zurückbleiben und später zu weiteren chemischen Verbindungen und zur Trübung der Flüssigkeit Ursache werden. Nach den zeitherigen Erfahrungen hat man also darauf zu sehen, daß nicht Laugen, welche schwefelsaures Eisenoxydul enthalten, zur Verwendung gebracht werden.

An Stelle der schwefelsauren Thonerde könnte man jedenfalls auch ein Natron-Aluminat gebrauchen, da dieses unter Hinzutreten von Kalk die Säfte der Runkelrübe vollkommen klärt, es würde aber dadurch die Menge der Alkalien in dem schlammigen Niederschlage, wie in der geklärten Flüssigkeit vermehrt und die Tendenz zu späterer Zersetzung gesteigert werden. Schwefelsaure Thonerde ist ein außerordentlich stark wirkendes antiseptisches Mittel, welches auch zur Conservirung der Cadaver angewendet wird, es ließ sich daher erwarten, daß dasselbe bei der Reinigung der Schleußenwässer sich ebenso bewähren werde, und diese Hoffnung ist erfüllt worden.

Nach dem Bericht der Herren Mille und Durand-Claye über die Campagne von 1869 zu Gennevilliers sind zur Klärung von 318045 Cubikmet. Schleußenflüssigkeit 166250 Kilogr. schwefelsaure Thonerde-Lauge mit 2 Proc. Thonerdegehalt, worin sich also 3324 Kilogr. Thonerde d. h. 10,45 Gramm Thonerde pro Cubikmeter, befanden, verbraucht worden. Bei den Versuchen im Kleinen hatte man 20 bis 25 Gramm Thonerde pro Cubikmeter Schleußenwasser angewendet und damit eine Flüssigkeit hell wie Quellwasser dargestellt, während die bei den Versuchen im Großen angewendete Menge von 10 bis 11 Gramm eine an Klarheit dem Seinewasser vergleichbare Flüssigkeit lieferte. Man wird also höchstens auf einen Verbrauch von 15 Gramm Thonerde pro Cubikmeter Schleußenwasser oder auf einen Aufwand von 0,01 Franc zu rechnen brauchen.

Die sehr verdünnte und vielleicht in noch verdünnterem Zustande anzuwendende Alaunlösung muß in den Zuführungscanal in hinreichend großer Entfernung von den Bassins eintreten, damit die Mischung gehörig vollzogen ist, ehe die Flüssigkeit in die Niederschlagsbassins gelangt, auch könnten künstliche Hindernisse angebracht werden, um die Mischung zu unterstützen und auf kürzerem Wege zu bewirken.

(Annales du Génie Civil. Avril 1872).

Fortsetzung folgt.

Die Mechanik der Centrifugalregulatoren und deren pseudo-astatische Aufhängung.

Von

Dr. R. Pröll,

Assistent für theor. Maschinenlehre und Kinematik am Polytechnikum in Aachen.

(Schluß von Seite 230 dieses Bandes.)

VIII.

Das schädliche Beharrungsvermögen der Massen im Regulator.*)

Die Gleichungen, auf denen unsere bisherigen Untersuchungen fußten, waren aus den Gleichgewichtsbedingungen der äußern Kräfte hergeleitet und genügten, die wichtigsten Eigenschaften für die Construction von Regulatoren zu ermitteln.

Außer diesen existiren aber noch Eigenschaften, die sich auf die *Trägheit* oder das *schädliche Beharrungsvermögen* der Massen im Regulator beziehen.

Um diese näher zu untersuchen, können wir die Gleichungen für das Gleichgewicht der äußern Kräfte nicht benutzen, sondern müssen uns mittelst der Principien der Dynamik die geeigneten Gleichungen verschaffen. Stellen wir uns vor, daß eine plötzliche Geschwindigkeitsvermehrung im Gang der Maschine eintritt, so werden die Massen des Regulators eine gewisse Beschleunigung erhalten, die denselben durch die in der Hülse auftretende und der plötzlichen Geschwindigkeitsvermehrung entsprechende Energie, vermindert um die Reibung, ertheilt wird. In Folge dessen werden sich die Massen mit zunehmender Geschwindigkeit der Gleichgewichtslage nähern und über dieselbe hinausfahren.

Die Größe, sowie die Dauer der pendelartigen Schwankungen um die Gleichgewichtslage hängt ab von der Größe der plötzlichen Geschwindigkeitsänderung, von der schädlichen Reibung im Stellzeug und von der Größe der in Bewegung gerathenen Massen.

Bei der Bestimmung der Gleichungen für das Gleichgewicht der äußern Kräfte wurde gezeigt, daß, wenn man die unendlich kleine Lagenänderung der Massen als eine unendlich kleine Drehung um den Pol auffaßt und die bezüglichen Geschwindigkeitsradien als feste Theile eines Kniehebels, der im Pol seinen Drehpunkt hat, die Gesetze für das Gleichgewicht äußerer Kräfte am Hebel sich auch auf jedes zwangläufig bewegte System anwenden lassen.

Ebenso lassen sich auch mit Hilfe des Gesetzes für die *Winkelbeschleunigung eines um eine feste Achse rotirenden Systems* die Beschleunigungen der zwangläufig bewegten Massen in ihrer Bahn bestimmen.

Dies Gesetz wird bekanntlich aus dem d'Alembert'schen Princip hergeleitet und wird hierbei die bei unendlich kleiner Drehung des Systems um seine Achse von den äußern Kräften verrichtete Arbeit eingeführt. Da nun die *Verschiebung eines zwangläufig bewegten Systems* im unendlich kleinen Augenblick der Bewegung als eine momentane Drehung um den Pol angesehen werden kann, so leuchtet ein, daß die Uebertragung des gedachten Gesetzes zur Bestimmung der Beschleunigungen in zwangläufig bewegten Systemen statthaft ist. Für ein um eine feste Achse drehbares System lautet dasselbe bekanntlich:

Wenn äußere Kräfte auf ein um eine feste Achse drehbares, in sich unveränderliches System wirken, so ist die Winkelbeschleunigung des Systems um

*) Die nachfolgenden Untersuchungen erstrecken sich nur auf diejenigen Systeme der Regulatoren, bei welchen die Kugel auf dem unteren beweglichen Arme befestigt ist. Da diese Untersuchungen für die Mechanik der Regulatoren nicht so tief eingreifender Natur sind, wie die vorangegangenen, da ferner die Vortheile des durch III resp. IV gekennzeichneten Systems der Regulatoren schon hinlänglich erwiesen sind, so hat es nur ausschließliches Interesse, die folgenden Untersuchungen auf diese Klasse von Regulatoren zu erstrecken.

die Achse gleich dem Moment der äußern Kräfte dividirt durch das polare Trägheitsmoment sämmtlicher in Bewegung befindlichen Massen. (Beide Momente sind in Bezug auf die Achse als Mittelpunkt zu nehmen.)

Bezeichnen wir mit:
Ω die Winkelgeschwindigkeit,
M das Moment der äußern Kraft,
J das polare Trägheitsmoment, so ist

$$M = J\frac{d\Omega}{dt}.$$

Uebertragen wir diesen Satz auf ein zwangläufig bewegtes System, so müssen wir, wie die Herleitung dieses Satzes aus dem d'Alembert'schen Princip zeigt, die Annahme machen, daß eben das Massensystem unter dem Einfluß der treibenden Kraft seine Ruhelage verläßt.

Nur unter dieser einschränkenden Voraussetzung folgt der Satz:

Die Winkelbeschleunigung eines zwangläufig bewegten, in sich unveränderlichen Systems um den augenblicklichen Pol ist gleich dem Moment der äußern Kräfte dividirt durch das polare Trägheitsmoment. (Beide in Bezug auf den Pol als Momentenmittelpunkt.)

Die tangentiale Beschleunigung irgend eines Massenpunktes in seiner Bahn erhält man mit Rücksicht auf die gemachte Voraussetzung, wenn man die Winkelbeschleunigung um den Pol mit dem Geschwindigkeitsradius multiplicirt.

Um diesen Satz für die Bewegung der Regulatormassen zu verwerthen, denken wir uns, wie schon früher geschehen (vergl. Fig. 11 S. 208) in C und B das halbe Gegengewicht resp. das Kugelgewicht concentrirt. Die Entfernung CB ist constant und $\mathfrak{P}$ der Pol für die augenblickliche Bewegung des Systems CB.

Wenn die Geschwindigkeit der Maschine von n_0 plötzlich auf n_1 steigt, so tritt in C eine vertical gerichtete Kraft auf, die wir die Energie des Regulators genannt und mit K bezeichnet haben.

Im Anschluß an die früher eingeführten Bezeichnungen ist mit Berücksichtigung der Gleichung 6 unter III. A das Moment der äußern auf Beschleunigung der Massen wirkenden Kraft

$$M = (K - F)b = \frac{P}{g}.h''b(\omega_1^2 - \omega_0^2) - Fb.$$

Für die vorläufige Untersuchung ist es zweckmäßig, den auf die Hülse reducirten Widerstand in der Bewegung des Stellzeugs mit 2F zu bezeichnen. Wir hatten diesen früher mit 2K bezeichnet, dabei aber die Winkelgeschwindigkeit ω' eingeführt, bei welcher gerade der Widerstand durch die in der Hülse auftretende Kraft überwunden wird.

In der vorstehenden Gleichung soll $\omega_1 > \omega'$ sein. Ziehen wir ω_0 heraus und setzen

$$\frac{\omega_1}{\omega_0} = \frac{n_1}{n_0},$$

so folgt

$$M = \frac{\omega_0^2}{g}Pbh''\left\{\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1\right\} - Fb$$

oder nach Gleichung 5 unter II. A

$$M = \left(\frac{P}{h'} + \frac{G}{h''}\right)bh''\left\{\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1\right\} - Fb.$$

Die Geschwindigkeitsradien der Massenmittelpunkte B und C, das heißt, die linearen Abstände derselben vom Pol, seien für irgend eine Lage des Regulators e und b. Dann ist das polare Trägheitsmoment derselben in Bezug auf den Pol

$$\frac{P}{g}.e^2 + \frac{G}{g}.b^2,$$

somit

$$\frac{d\Omega}{dt} = \frac{(K - F)bg}{Pe^2 + Gb^2},$$

oder die bez. Werthe eingesetzt:

$$\frac{d\Omega}{dt} = \frac{\left(\frac{P}{h'} + \frac{G}{h''}\right)bh''\left\{\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1\right\}g - Fbg}{Pe^2 + Gb^2}.$$

Nennen wir u die Geschwindigkeit, mit welcher die Hülse längs der Spindel gleitet, so ist

$$\frac{du}{dt} = \frac{b\,d\Omega}{dt},$$

daher

$$\frac{du}{dt} = \frac{(K - F)g}{\frac{Pe^2}{b^2} + G} \quad \text{resp.}$$

$$\frac{du}{dt} = \frac{\left\{\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1\right\}\left(\frac{Ph''}{h'} + G\right)g - Fg}{P\frac{e^2}{b^2} + G}. \quad (34)$$

Aus dieser Gleichung ist ersichtlich, daß die Zunahme der Geschwindigkeit der Hülse um so größer ist, je stärker die Geschwindigkeitsänderung im Gang der Maschine $\left(\frac{n_1}{n_0}\right)$, je größer der schädliche Widerstand F ist, und je größer, resp. kleiner die Verhältnisse $\frac{h''}{h'}$ und $\frac{e}{b}$ sind. Beide Verhältnisse $\frac{h''}{h'}$ wie $\left(\frac{e}{b}\right)^2$ werden um so kleiner, je höher der Regulator steht. Es nimmt aber während des Aufsteigens des Regulators $\frac{e}{b}$ in weit stärkerm Verhältniß ab, wie $\frac{h''}{h'}$, daraus geht hervor,

daß $\frac{du}{dt}$ für die untern Lagen des Regulators kleiner sein wird als für die obern. Je größer bei einer bestimmten Geschwindigkeitsänderung $\frac{n_1}{n_0}$ die Beschleunigung $\frac{du}{dt}$ ist, desto größer werden auch die pendelartigen Ausschläge um eine mittlere Gleichgewichtslage sein. Es ist nun offenbar wünschenswerth $\frac{du}{dt}$ so klein wie möglich zu machen. Dies kann vornehmlich dadurch geschehen, daß man plötzliche Geschwindigkeitsänderungen gar nicht entstehen läßt. Wenn große Schwungräder vorhanden sind oder überhaupt schwere Massen in der Maschine, so wird die Geschwindigkeit sich verhältnißmäßig langsam ändern und die Massen im Regulator vollauf Zeit haben, mit geringer Beschleunigung in ihre neue Gleichgewichtslage überzutreten. Wenn dagegen die rotirenden Massen in der Maschine verhältnißmäßig klein sind, oder die Widerstandsänderung sehr groß, wie es z. B. bei Walzwerksmaschinen der Fall ist, so ist es zweckmäßig, den Regulator mit einem sogenannten Katarakt zu versehen.

Derselbe besteht bekanntlich aus einem sauber ausgedrehten, mit einer incompressiblen Flüssigkeit (Wasser) gefüllten Cylinder, in welchem ein ohne Widerstand zu bewegender, aber wasserdicht abschließender, Kolben sich befindet. Durch ein mittelst eines Hahnes passend verschließbares Loch in ersterem kann die Flüssigkeit von einer Seite des Kolbens auf die andere treten.

Bei plötzlichen Geschwindigkeitsänderungen wird der vom Regulator angehobene Kolben ersterem die plötzliche Tendenz, zu steigen, nehmen, weil ein plötzlicher sehr schneller Uebertritt der Flüssigkeit durch die enge Oeffnung des Kolbens nicht stattfinden kann. Einer allmäligen Tendenz des Regulators zu steigen, wird dagegen von Seiten des Kataraktes kein Widerstand entgegengesetzt, weil die Flüssigkeit bequem auf die andere Seite des Kolbens treten kann.

Ein gut construirter pseudoastatischer Regulator, bei welchem die schädlichen Widerstände im Regulator selbst, wie im Stellzeug, möglichst klein sind, und der mit solch einem Katarakt in Verbindung steht, wird hiernach am vollkommensten reguliren.

Die Beschleunigung $\frac{du}{dt}$ hängt indeß noch davon ab, wie man die Massen im Regulator vertheilt, ob man sie mehr im Gegengewicht oder in den Kugeln concentrirt.

Wir wollen die Beschleunigung $\frac{du}{dt}$ für die beiden Grenzfälle berechnen.

Es sei $P + G = Q$ und wir wollen annehmen:

1) die Masse Q sei ganz und gar in den Kugeln concentrirt und $G = 0$, dann folgt, wenn wir noch $\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1 = C$ setzen

$$\left(\frac{du}{dt}\right)_1 = \left(Q\frac{h''}{h'}C - F\right)\frac{b^2}{e^2}\cdot\frac{g}{Q}.$$

2) Die Masse Q sei ganz im Gegengewicht concentrirt und $P = 0$, dann ist

$$\left(\frac{du}{dt}\right)_2 = (QC - F)\frac{g}{Q}.$$

Da $\frac{h''}{h'}$ bei all den Regulatoren, die wir untersucht haben, ein echter Bruch, ferner $\frac{b}{e}$ in der Mittellage nahezu gleich 1 ist, ferner vorausgesetzt wird, daß in beiden Fällen eine gleiche Geschwindigkeitsänderung $\frac{n_1}{n_0}$ im Gang der Maschine eingetreten ist, so folgt

$$\left(\frac{du}{dt}\right)_1 < \left(\frac{du}{dt}\right)_2.$$

Dies heißt in Worten:

Soll dem Regulator die Tendenz, bei plötzlich eintretenden Geschwindigkeitsänderungen über seine neue Gleichgewichtslage auszuschlagen und in pendelartige Schwingungen zu gerathen, möglichst genommen werden, so ist es rathsam, die Massen bis zur statthaften Grenze in den Kugeln zu concentriren.

Dies stimmt auch mit den Folgerungen überein, die hinsichtlich der günstigsten Massenvertheilung aus den Gleichungen des Gleichgewichtes unter VI und VII hergeleitet wurden.

Die Aufstellung der Specialgleichungen, in welchen der Minimalwerth des Verhältnisses $\frac{G - K}{P}$ eingeführt wurde, rechtfertigt sich somit auch aus dem angeführten Grunde.

IX. Berechnung des Fehlers, der bei den bisherigen Rechnungen gemacht ist.

Bei der Aufstellung der Gleichungen, aus denen wir die sämmtlichen Eigenschaften eines Regulators und Regeln für die Construction desselben herleiteten, haben wir zwei Voraussetzungen gemacht, deren Zulässigkeit einer Prüfung unterworfen werden soll.

1) Wir dachten uns Kugeln und Gegengewicht in Puncten concentrirt und nahmen an, Schwere und Centrifugalkraft griffen in diesen Punkten an.

Es ist hierbei kein Fehler begangen.

Um dieses einzusehen, denken wir uns die Kugel durch

Horizontalebenen in Scheiben von unendlich kleiner Dicke zerlegt. O sei im Grundriß (Fig. 15) die Rotationsachse und der Kreis um S eine solche Scheibe. Die Richtung der Centrifugalkraft irgend eines Massentheilchens $\omega^2 m \varrho$ geht durch die Achse O. Dieselbe zerlegt sich in zwei Componenten parallel und senkrecht zu der durch den Pol P gelegten Achse, in Bezug auf welche wir jetzt die Momentengleichung der äußern Kräfte anzusetzen haben. Die Componenten parallel der Polachse heben sich gegenseitig auf, da die Kreisfläche symmetrisch zu einer Geraden liegt, die durch O und S geht, und nur die Componenten senkrecht zur Polachse wirken auf Drehung um dieselbe.

Fig. 14.

Dieselbe projicirt sich im Aufriß Fig. 14 als Pol P. Das Moment sämmtlicher Centrifugalkräfte in Bezug auf die Polachse ist somit $\omega^2 \int\int m x y$, worin x der Abstand des bez. Massentheilchens von einer durch die Rotationsachse parallel der Polachse gelegten Ebene ist. Integriren wir nun zunächst in einem Horizontalschnitt, so ist, da der Hebelarm y für diesen constant ist,

$$\omega^2 \int\int m x y = \omega^2 \int y \int m x.$$

Fig. 15.

Nun ist $\int m x =$ dem statischen Moment der Fläche in Bezug auf die Achse (Fig. 15). Da die Fläche in unserm Falle eine Kreisfläche ist, so folgt

$$\int m x = \mu r.$$

$\mu =$ Masse der Kreisscheibe und $r =$ Abstand des Massenmittelpunktes von der Rotationsachse. Die Massenmittelpunkte sämmtlicher Kreisscheiben liegen nun aber in einer Geraden, welche parallel der Rotationsachse durch den Mittelpunkt der Kugel geht.

Daher haben wir behufs Integration in verticaler Richtung in

$$\omega^2 \int\int m x y = \omega^2 \int y \mu r$$

r constant zu setzen und $\int \mu y$ zu bilden. Nun ist aber $\int \mu y =$ dem statischen Momente des durch den Mittelpunkt der Kugel gehenden verticalen Durchmessers, auf welchem die Massen der einzelnen Kreisscheiben concentrirt sind; da diese einzelnen Massen symmetrisch zum Mittelpunkt dieses Durchmessers liegen, so liegt der Mittelpunkt der Massen in diesem, d. h. im Mittelpunkt der Kugel, und es ist $\int \mu y =$ der Gesammtmasse der Kugel M multiplicirt mit dem verticalen Abstande c ihres Mittelpunktes vom Pol, also $\int \mu y = M c$, daher

$$\omega^2 \int\int m x y = \omega^2 r M c.$$

Es ist somit bewiesen, daß das Moment sämmtlicher Centrifugalkräfte der einzelnen Massentheilchen gleich ist dem Moment der Centrifugalkraft des Massenmittelpunktes.

Es ist noch zu bemerken, daß dieser Satz sich auch auf Körper bezieht, bei welchen die Verbindungslinie sämmtlicher Massenmittelpunkte der durch Horizontalschnitte erhaltenen scheibenförmigen Figuren parallel der Rotationsachse ist, denn nur in diesem Falle ist wieder der Abstand r für alle Horizontalschnitte derselbe und die Integration in verticaler Richtung durchführbar. Haben wir z. B. statt der Kugel einen Rotationskörper, dessen Erzeugungs-Achse senkrecht zur Regulatorachse ist, so können wir obigen Satz anwenden. Solch ein Körper rotirt zum Beispiel im Buß'schen Regulator, dessen Theorie späterhin gegeben werden soll.

Im Gegengewicht treten keine Centrifugalkräfte auf, die Vertheilung der Schwere, deren Mittelpunkt in der Regulatorachse liegt, beiderseits auf die Drehpunkte der Hülse ist nach den Gesetzen der Statik statthaft, es liegen also in diesem Falle den Rechnungen keine Vernachlässigungen zu Grunde.

2) Es wurde die Centrifugalkraft und Schwere der Arme vernachlässigt. Es soll im Folgenden der Fehler bestimmt werden, der hierdurch in den stattgehabten Rechnungen entstanden ist, und zwar wählen wir, da wir eine bestimmte Gelenkverbindung annehmen müssen, diejenige des Regulators IV. (elliptisch-pseudoastatische Aufhängung).

Fig. 16.

Die Länge des untern Schenkels CB des beweglichen Winkels CBD ist gleich AB. (Fig. 16.)

Die Kröpfung des obern Arms, welche in der Figur punktirt ist, wollen wir vernachlässigen. Wir denken uns die Arme AB und BC als schwere Linien von einem bestimmten Quer-

schnitt f, der Länge l und gleichem Material, von dem das Gewicht pro Kubikeinheit q betragen soll.

Nennen wir die auf den Punkt B reducirte Centrifugalkraft und Schwere beider Arme C', P', ferner die Centrifugalkraft und Schwere des in B befindlichen Scharniers C'', P'', die aus dem Pol auf diese Kraftrichtungen gefällten Lothe c' und p', so lautet mit Bezug auf die früher unter I eingeführten Bezeichnungen die genaue Gleichgewichtsbedingung

$$Pp + Gb + (P' + P'')p' = Cc + (C' + C'')c'.$$

Zu beiden Seiten der ursprünglich aufgestellten Gleichung

$$Pp + Gb = Cc$$

ist je ein Glied hinzugetreten, von denen das eine das Moment der Centrifugalkraft, das andere das Moment der Schwere der Arme darstellt.

A. Bestimmung der Centrifugalkraft der Arme.

Es ist der Abstand des Punktes A von der Achse = dem bez. Abstande des Punktes C = a, dann ist nach den in der Figur 16 eingeschriebenen Bezeichnungen die Centrifugalkraft eines Massentheilchens der obern Stange = $\omega^2 m r$ und das Moment derselben in Bezug auf den Punkt A gleich

$$\omega^2 m r x \cos\alpha = \frac{\omega^2 q f d x}{g}(x \sin\alpha + a) x \cos\alpha.$$

Von der nach B versetzten Centrifugalkraft C' beider Stangen kommen gleiche Theile auf beide Stangen. Das Moment der halben Centrifugalkraft C' in Bezug auf A ist also $\frac{C'}{2} . l\cos\alpha$, somit

$$\frac{C'}{2} l\cos\alpha = \int_0^l \frac{\omega^2 q f d x}{g}(x\sin\alpha + a) x \cos\alpha,$$

$$\frac{C'}{2} l = \frac{\omega^2 q f}{g}\left[\frac{l^3}{3}\sin\alpha + \frac{a l^2}{2}\right],$$

$$C' = \frac{2\omega^2 q f l}{g}\left[\frac{l\sin\alpha}{3} + \frac{a}{2}\right].$$

Bezeichnet man mit P'' das Gewicht des im Punkte B concentrirt gedachten Scharniers, so folgt:

$$C'' = \frac{P''}{g}\omega^2(l\sin\alpha + a).$$

Da $c' = l\cos\alpha$ so folgt

$$(C' + C'')c' = \frac{\omega^2}{g}\left[2 q f l\left(\frac{l\sin\alpha}{3} + \frac{a}{2}\right) + P''(l\sin\alpha + a)\right] l\cos\alpha. \quad (35)$$

B) Moment des Gewichtes der Arme.

Das Gewicht = qfl eines jeden Armes wirkt in dessen Mitte. In Bezug auf den obern Arm transponiren wir das Gewicht qfl nach B, und damit das Moment desselben in Bezug auf den Drehpunkt A ungeändert bleibe, haben wir das Gewicht halb so groß = $\frac{qfl}{2}$ zu setzen.

Das Moment des Gewichtes der untern Stange in Bezug auf den Pol ist, wenn p_2 das bez. Loth ist,

$$q f l p_2. \qquad p_2 = \tfrac{3}{2} p',$$

daher das Gesammtmoment

$$(P' + P'')p' = \frac{qfl}{2}.p' + \frac{3}{2} q f l p' + P'' p'. \quad (36)$$

Es ist $P' = 2qfl$ das in B concentrirt gedachte Gewicht der beiden Arme, also

$$(P' + P'')p' = (2qfl + P'')p'.$$

Setzen wir aus den unter A und B aufgestellten Gleichungen (35) und (36) die bezüglichen Momentenwerthe in die allgemeine Gleichung ein, so folgt:

$$Pp + Gb + (2qfl + P'')p' = Cc + \frac{\omega^2}{g}.l\cos\alpha\left\{2qfl\left(\frac{l\sin\alpha}{3} + \frac{a}{2}\right) + P''(l\sin\alpha + a)\right\}.$$

Um die geometrischen Größen h' und h'' hineinzubekommen, dividiren wir die ganze Gleichung durch Prc und beachten, daß $\frac{p}{rc} = \frac{1}{h'}$, $\frac{b}{rc} = \frac{1}{h''}$ (siehe Gleichung (3) und (4) unter II) und $C = \frac{P}{g}\omega^2 r$, ferner $p' = \frac{b}{2}$ ist:

$$\frac{1}{h'} + \frac{G}{P}\cdot\frac{1}{h''} + \frac{2qfl + P''}{2Ph''} = \frac{\omega^2}{g}\left\{1 + \frac{l\cos\alpha}{Prc}\left[2qfl\left(\frac{l\sin\alpha}{3} + \frac{a}{2}\right) + P''(l\sin\alpha + a)\right]\right\}.$$

Multipliciren wir das letzte Glied in der Klammer von $\frac{\omega^2}{g}$ mit $\frac{b}{b}$, setzen $\frac{b}{2l} = \sin\alpha$, so folgt

$$\frac{1}{h'} + \frac{G}{P}\cdot\frac{1}{h''} + \frac{2qfl + P''}{2Ph''} = \frac{\omega^2}{g}\left[1 + \frac{l\cos a}{Ph''}\left\{2qfl\left(\frac{1}{6} + \frac{a}{2b}\right) + P''\left(\frac{1}{2} + \frac{a}{b}\right)\right\}\right]$$

oder

$$\left(\frac{1}{h'} + \frac{G}{P}\cdot\frac{1}{h''}\right)\left(1 + \frac{(2qfl + P'')h'}{2Ph'' + 2Gh'}\right) = \frac{\omega^2}{g}\left[1 + \frac{l\cos\alpha}{Ph''}\left\{2qfl\left(\frac{1}{6} + \frac{a}{2b}\right) + P''\left(\frac{1}{2} + \frac{a}{b}\right)\right\}\right]. \quad (37)$$

Die mit Vernachlässigung der Centrifugalkraft und Schwere der Arme aufgestellte Gleichung lautete

$$\frac{1}{h'} + \frac{G}{P} \cdot \frac{1}{h''} = \frac{\omega^2}{g}.$$

Es ist somit der von der Vernachlässigung der Schwere der Arme herrührende Fehler:

$$F_1 = \frac{(2qfl + P''')h'}{2Ph'' + 2Gh'} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (38)$$

und der von der Vernachlässigung der Centrifugalkraft der Arme herrührende Fehler:

$$F_2 = \frac{l\cos\alpha}{Ph''} \left\{ 2qfl\left(\frac{1}{6} + \frac{a}{2b}\right) + P'''\left(\frac{1}{2} + \frac{a}{b}\right) \right\}. \ (39)$$

Es ist der Fehler F_1 um so kleiner, je schwerer die Massen im Regulator, aber auch um so größer, je schwerer das Gewicht q der Arme, je größer ihr Querschnitt f und je größer ihre Länge l, ferner je größer das Gewicht P''' des in B befindlichen Scharniers ist.

Bei vorgeschriebenem Gesammtgewicht 2 Q ist

$$G = Q - P, \text{ daher}$$

$$F_1 = \frac{(2qfl + P''')h'}{2Qh' - 2P(h' - h'')},$$

d. h. bei vorgeschriebenem Gesammtgewicht ist F_1 um so größer, je größer P ist. Die Anhäufung der Massen in den Kugeln wirkt also in dieser Hinsicht ungünstig.

Der Fehler F_2 ist unabhängig von der Größe des Gegengewichtes und ist um so kleiner, je größer P ist. Hier wirkt also die Anhäufung der Massen in den Kugeln günstig.

Um nun für diese beiden Fehler numerische Werthe zu erhalten, will ich beispielsweise die Größen und Gewichtsverhältnisse eines Regulators wählen, wie solcher sich für eine circa 20pferdige Maschinen eignet.

Wir setzen für die mittlere in Fig. 8, Taf. 13—14, gezeichnete Lage des Regulators in die Gleichung von F_1 folgende Werthe sämmtlich in Millim. resp. in Kilogr. ein.

$q = 0{,}0000078$, $(l = 208)$, $f = 314$ □Millim. (entspricht einem Kreisdurchmesser von 20 Millim.),

$h' = 227.2 \qquad P = 7{,}4 \qquad G = 9$

$h'' = 2.97$ und $P''' = 0{,}3$ (Gewicht für das in B befindliche Scharnier mit Bolzen).

Dann ist:

$$F_1 = \frac{(2.0{,}0000078.314.208 + 0{,}3).227}{2.7{,}4.97 + 2.9.227},$$

$$F_1 = 0{,}0542.$$

In der Gleichung für F_2 haben wir die Werthe:

$l\cos\alpha = 2.79. \qquad P = 7{,}4. \qquad h'' = 2.97.$

$2qfl = 1{,}0188. \qquad a = 50. \qquad b = 2.136.$

$P''' = 0{,}3.$

$$2qfl\left(\frac{1}{6} + \frac{a}{2b}\right) = 0{,}0188\left(\frac{1}{6} + \frac{50}{4.136}\right)$$

$= 1{,}0188 . 0{,}2585 = 0{,}26336.$

Ferner $P'''\left(\frac{1}{2} + \frac{a}{b}\right) = 0{,}3\left(0{,}5 + \frac{50}{2.136}\right)$

$= 0{,}3\,(0{,}5 + 0{,}1838) = 0{,}3 . 0{,}6838$

$= 0{,}20514,$

somit Klammer $= 0{,}46850$ und

$$F_2 = \frac{0{,}46850.79}{7{,}4.97},$$

$$F_2 = 0{,}0511.$$

Setzen wir diese numerischen Werthe in die allgemeine Gleichung (37) ein, so folgt:

$$\left(\frac{1}{h'} + \frac{G}{P} \cdot \frac{1}{h''}\right).1{,}0542 = \frac{\omega^2}{g}.1{,}0511.$$

Da beide Fehler nahezu gleich sind, so kommen wir in diesem speciellen Falle zu dem interessanten Resultate, daß ein verschwindend kleiner Fehler begangen wird, wenn man die Schwere und Centrifugalkraft der Arme vernachlässigt.

Da nun aber die Dimensionen bei dem vorliegenden Regulator, sämmtlich als Vielfache, resp. Theile einer Einheit gegeben sind, das Verhältniß $\frac{G}{P}$ bei gleich wirkenden Regulatoren verschiedener Größe dasselbe ist, endlich die Schwere der Stangen, sowie P''' nahezu proportional der Größe der gewählten Einheit sein wird, so dürfte auch auf größere, resp. kleinere, geometrisch ähnlich construirte Regulatoren des gewählten Systems das vorhin gefundene Resultat ohne Weiteres zu übertragen sein.

Diese Untersuchung hat also gezeigt, daß die in den frühern Kapiteln aufgestellten Gleichungen fast ganz genau die in Wirklichkeit auftretenden Kraftwirkungen am Regulator erkennen lassen.*)

X. Ueber Regulatoren mit langsamer Umdrehungszahl.

In einzelnen Fällen der Praxis erscheint es wünschenswerth, den Centrifugalregulatoren dieselbe Tourenzahl zu geben, wie der Maschine. Ist dieselbe eine niedrige, etwa 50 im Mittel, so ist es zweckmäßig, das Gegengewicht fortzulassen und sämmtliche Massen, welche zur Erzeu-

*) Ausgenommen ist hiervon die Schlußgleichung in Kapitel VIII, für welche, da in derselben neben dem statischen Moment noch das Trägheitsmoment der Massen vorkommt, der Fehler extra berechnet werden müßte. Diese Gleichung hat indeß nicht den Werth, den die in den frühern Kapiteln hergeleiteten besitzen. Wir unterlassen daher die bezügliche Untersuchung für dieses Kapitel.

gung einer bestimmten Empfindlichkeit nothwendig sind, in den Kugeln zu concentriren.

Es soll im Folgenden die Construction von Regulatoren angegeben werden, deren Aufhängung nach dem mit III und IV bezeichneten System vorgenommen wird. Wenn der Regulator ganz astatisch sein soll, so müßte man den Kugelmittelpunkt zwingen, sich in einer Parabel zu bewegen.

Ersetzt man nun diese Parabel durch deren Krümmungskreis, der Art, daß der Regulator den wünschenswerthen Beweglichkeitsgrad erhält und nur oberhalb der durch labile Gleichgewichtslagen ausgezeichneten Stellung ausschlagen kann, so erhält man zunächst einen pseudoastatisch aufgehängten Regulator mit gekreuzten Armen. In diesem kann man nun auf die früher angegebene Weise (vergl. Fig. 6, Tafel 13 bis 14) mit Hilfe des Wendekreises die Aenderung der Gelenkverbindung so vornehmen, daß die Kugeln sich in einer Curve bewegen, deren Krümmungskreis auch derjenige der Parabel ist.

Nachfolgend ist die graphische Construction eines solchen Regulators gegeben: Man lege den Kugelmittelpunkt in eine bestimmte, an sich beliebige, Entfernung von der Achse (Fig. 17) und berechne, wenn die Tourenzahl gegeben ist, aus der Gleichung:

Fig. 17.

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{1}{h}$$

(Specialgleichung, welche man aus Gleichung (5) unter II erhält, wenn man $G = 0$ und $h' = h$ setzt.)

den Parameter h der Parabel. Von dem Fußpunkt D des Lothes BD trägt man auf der Verticalen die Strecke $DE = h$ ab. Errichtet man auf BE in B eine Normale, so schneidet diese die Verticale in F, und weil sie die Tangente an die durch B gehende Parabel vom Parameter h ist, so ist der Halbirungspunkt G der Strecke FD der Scheitelpunkt der Parabel.

Machen wir nun $GL = \frac{1}{2} DE = \frac{h}{2}$, so ist die durch L gezogene Horizontale die Directrix zu der Parabel, in welcher der Kugelmittelpunkt B sich bewegen muß, wenn der Regulator astatisch wirken soll. BE schneidet die Directrix im M, dann ist bekanntlich $BM = \frac{\varrho}{2}$ = dem halben Krümmungsradius der Parabel. Machen wir somit $BN = 2BM$, so ist N der Mittelpunkt des Kreises, welcher die Parabel ersetzt.

Indem man noch der untern Stange BC eine passende, an sich beliebige, Lage giebt, würde man auf diese Weise einen pseudoastatischen Regulator mit gekreuzten Armen erhalten haben.

Damit nun keine labilen Gleichgewichtslagen eintreten, d. h. der Parameter h in gleichem Sinne abnimmt, betrachtet man die gezeichnete Stellung des Regulators als die untere, construirt nach den früher angegebenen Regeln den Wendekreis und mit Hilfe desselben auf einem zweckmäßig durch den Pol gezogenen Strahl PR zu einem diesseits der Achse angenommenen Krümmungsmittelpunkte T den Scheitelpunkt des stumpfen Winkels CDB. In diesem wird die obere Stange angeschlossen. Wiederholte sorgfältig ausgeführte Constructionen solcher Regulatoren haben mich überzeugt, daß bei dem in Fig. 8, Tafel 13—14, eingehaltenen Größenverhältnisse solch ein Regulator bei 60 Millim. Hub der Hülse das Verhältniß der Grenzgeschwindigkeit $\frac{n_1}{n_0}$ im Mittel = 1,04 erhält.

Diese Construction besitzt aber noch eine Eigenschaft, die unter Umständen von großem Vortheil sein kann.

Wenn man nämlich die Normalgeschwindigkeit der Maschine verändern will, so darf man nur die Kugel auf dem Arme BD höher, resp. tiefer befestigen.

Freilich muß man zuvor bei der Construction sich überzeugen, ob auch für diese Stellung der Kugeln die Pendelhöhe h stets in demselben Sinne abnimmt, was meistens der Fall sein wird. Tritt aber das Gegentheil ein, so vermeidet man labile Gleichgewichtslagen, wenn man eine höhere Stellung des Regulators als unten annimmt. Die Verschiebung der Kugeln auf dem außenliegenden Arm des Winkels ist das einfachste und sicherste Mittel, um die Tourenzahl des Regulators zu vergrößern, resp. zu verringern. Es darf aber die neue Normalgeschwindigkeit nicht weit von der alten abliegen.

Bei einem Regulator, den ich für eine hiesige Fabrik construirt habe und der 45 Touren machte, konnte man die

Tourenzahl durch Auf- und Niederschieben des Kugelmittelpunktes um 20 Millim. bequem auf 40 resp. 50 bringen. Die Wirkungsweise, speciell die Pseudoastasie, des Regulators blieb fast ganz unverändert.

XI. Theorie des Buß'schen Regulators.

Im Anschluß an die vorhergegangenen Untersuchungen, in denen alle Fragen, die hinsichtlich einer guten und brauchbaren Construction überhaupt aufgestellt werden können, so eingehend als möglich discutirt worden sind, möge hier noch die Theorie des Buß'schen Regulators folgen.

Wenngleich Herr Ingenieur Stauffer bereits in Heft 1, Jahrg. 72 dieser Zeitschrift, eine Theorie dieses Regulators gegeben hat, so sind doch die wichtigen Eigenschaften, welche in diesem Aufsatze dem Buß'schen Regulator zugesprochen werden, zum Theil nicht begründet.

Es dürfte daher wohl nicht überflüssig sein, auch bei dem Buß'schen Regulator die wichtigsten Fragen in ähnlicher Weise, wie es bei den Schwungkugelregulatoren geschehen ist, zu beantworten, wobei es besonders werthvoll erscheint, auf Grund der angestellten Rechnungen einen Vergleich zwischen der Wirkungsweise eines Buß'schen Regulators und derjenigen eines gut construirten pseudoastatischen Schwungkugelregulators anzustellen.

Verschieden von der ganz allgemeinen Behandlungsweise, die in dem genannten Aufsatze schließlich die Geschwindigkeit der Regulatorspindel als Function des Ausschlagwinkels liefert, denken wir uns auch bei dem Buß'schen Pendel die Gewichte in ihren Mittelpunkten concentrirt und vernachlässigen die Schwere, sowie die Centrifugalkraft der Arme.

Der Fehler, den wir hierbei begehen, ist ebenso groß, als derjenige, den wir überhaupt bei allen bisherigen Rechnungen gemacht haben.

Da derselbe aber, wie in Kapitel IX nachgewiesen, bei den Regulatoren des Systems IV verschwindend klein ist, so läßt sich auch mit ziemlicher Sicherheit annehmen, daß dieser Fehler beim Buß'schen Regulator nicht von Bedeutung ist. Es wirkt nämlich beim Buß'schen Regulator die Centrifugalkraft, resp. Schwere des Armes, welcher die Schwungkugel trägt (vergl. Fig. 2 in dem bez. Aufsatze von Stauffer), ebenfalls der Centrifugalkraft resp. Schwere des zum Gegengewichte gehörigen und mit dem halben Gewichte des Muffes beschwerten Armes entgegen. Das Moment des letztern in Bezug auf die feste Drehachse ist aber augenscheinlich wegen der größern daselbst angebrachten Massen größer, als das Moment des erstern.

Die Ausnehmung im Gegengewicht ist nun aber bei der spätern Rechnung nicht berücksichtigt und das Gewicht des vollen Rotationskörpers eingeführt; das Moment desselben ist also größer eingeführt. Es läßt sich annehmen, daß das vorhandene Plus sich nahezu mit dem vernachlässigten resultirenden Moment der Verbindungsstücke incl. des halben Muff-Gewichtes ausgleichen wird.

Endlich ist noch zu erwähnen, daß nach Kapitel IX bei der Concentrirung der Massen in ihrem bezüglichen Mittelpunkte gar kein Fehler begangen wird.

Für die Zusammenstellung numerischer Werthe werde ich mich an den Buß'schen Regulator Nr. II halten, weil ich Gelegenheit hatte, an solchem die nothwendigen Messungen zur Ermittelung der Gewichtsverhältnisse vorzunehmen.

Dem zu Folge besteht der Buß'sche Regulator aus einem Pendel, dem für die Ermittelung der mechanischen Wirkungen die Gestalt eines nahezu rechten Winkels substituirt werden kann. Der um eine horizontale Achse drehbare Scheitelpunkt O desselben befindet sich in einem festen Abstand von der Rotationsachse.

Fig. 18.

Beide Arme tragen im gleichen Abstand vom Scheitelpunkt Gewichte, die in der Figur 18 mit P und G bezeichnet sind.

P ist das kleinere und
G ist das größere Gewicht.

Der horizontale Arm, welcher das Gewicht G trägt, hat gleiche Ausschlagwinkel von nahezu 9° unter und über der durch O gehenden Horizontalen. Der Winkel, den beide Arme mit einander einschließen, beträgt nach möglichst genau vorgenommenen Messungen 92°, die Hülse wird durch einen Stift bewegt, der auf dem horizontalen Arm sitzt und um $l_1 = 120$ Millim. vom Scheitelpunkt entfernt ist. Placirt man auf der andern Seite der Rotationsachse symmetrisch zu derselben einen ebensolchen Winkel, so hat man das dem Buß'schen Regulator zu Grunde liegende Pendelsystem.

Bezeichnen wir mit:
P das Kugelgewicht,
G das Gegengewicht,
C und C_1 die resp. Centrifugalkräfte,

- r und r_1 die bez. Abstände der Gewichtsmittelpunkte von der Rotationsachse,
- p b c c_1 die vom Drehpunkt O auf die bez. Kraftrichtungen gefällten Lothe,
- ω die Winkelgeschwindigkeit und
- n die Umdrehungszahl der Regulatorspindel,

so besteht im Fall des Gleichgewichts die Beziehung

$$C c \pm C_1 c_1 = \pm P p + G b.$$

Das $\pm$ Vorzeichen gilt für den Fall, daß der verticale Arm links resp. rechts von der durch O gelegten Verticalen pendelt. Es ist nun:

$$C = \frac{P}{g} . \omega^2 r \text{ und } C_1 = \frac{G}{g} \omega^2 r_1 \text{ also}$$

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{\pm P p + G b}{P r c \pm G r_1 c_1} . \quad . \quad . \quad (40)$$

Für 7 Lagen des Pendels, von denen die 2. und 6. die Grenzlagen des Buß'schen Regulators II sind, ergaben sich die Werthe:

Lage	1	2	3	4	5	6	7
n bei $\frac{G}{P} = 3$	149,76	151,29	153,4	157,44	162,13	166,01	168,1
n „ $\frac{G}{P} = 2,8$	147,6	148,23 154	149,31	152,04	155,16	157,37 163,8	159,10

Das letztere Verhältniß von $\frac{G}{P}$ ist für die Wirkungsweise des Buß'schen Regulators günstiger und scheint demselben zu Grunde zu liegen. Die auf Grund sorgfältiger Messungen angestellte Gewichtsberechnung ergab die Werthe P = 5,3 Kilogr., G = 14,8 Kilogr. Nach der Tabelle ist für dieses Gewichtsverhältniß der Quotient aus den Grenzgeschwindigkeiten

$$\frac{n_1}{n_0} = \frac{157,37}{148,23} = 1,063.$$

(Die Bedeutung der in der dritten Horizontalreihe aufgeführten Werthe wird später erwähnt werden.)

Die Hülse, welche die Bewegung des Regulators auf die Drosselklappe vermittelt, hat einen totalen Hub von 38 Millim. Sie wird von einem Stift gefaßt, der 20 Millim. seitwärts von der Achse liegt (vergl. Fig. 18). In diesem Punkte wirkt somit auch der auf die Hülse reducirte Widerstand in der Bewegung des Stellzeugs, den wir auch hier mit 2 K bezeichnen wollen. Der Hebelarm an dem K wirkt, sei a.

Ist ω' die Winkelgeschwindigkeit, bei welcher gerade der Widerstand 2 K vom Regulator überwunden wird, ω_0 die Winkelgeschwindigkeit, bei welcher das Pendel ausschlagen würde, wenn kein Widerstand vorhanden wäre, so folgt für den Aufgang der Hülse

$$\frac{P}{g} \omega'^2 . r c \pm \frac{G}{g} \omega'^2 r_1 c_1 = \pm P p + G b + K a,$$

davon

$$\frac{P}{g} . \omega_0^2 r c \pm \frac{G}{g} . \omega_0^2 r_1 c_1 = \pm P p + G b$$

subtrahirt, giebt

$$K = \frac{1}{a g} (P r c \pm G r_1 c_1)(\omega'^2 - \omega_0^2) . \quad . \quad (41)$$

Der Unempfindlichkeitsgrad eines Regulators ist:

$$\varepsilon = \frac{\omega' - \omega_0}{\omega_0} \text{ oder auch}$$

$$\varepsilon = \frac{\omega'^2 - \omega_0^2}{2 \omega_0^2}$$

(vergl. Gl. 7, Kap. IV).

Die beiden Gleichungen:

$$\omega'^2 - \omega_0^2 = \frac{K a g}{P r c \pm G r_1 c_1} \text{ (siehe Gl. 41) und}$$

$$2 \omega_0^2 = \frac{2 g (\pm P p + G b)}{P r c \pm G r_1 c_1} \text{ (siehe Gl. 40)}$$

durch einander dividirt giebt den Unempfindlichkeitsgrad des Buß'schen Regulators:

$$\varepsilon = \frac{K a}{2 (\pm P p + G b)} . \quad . \quad . \quad (42)$$

Der reciproke Werth $\frac{1}{\varepsilon}$ ist ein Maß für die Empfindlichkeit des Buß'schen Regulators.

Aus dieser Gleichung ist ersichtlich:

Der Unempfindlichkeitsgrad nimmt ab mit Vergrößerung der Gewichte P und G, und ist um so größer, je größer der Widerstand 2K ist.

Die Hebelarme a und b bleiben innerhalb der in der Construction des Buß'schen Regulators eingehaltenen Ausschlagwinkel nahezu constant, daher hängt die Größe der Empfindlichkeit wesentlich von dem Hebelarm p ab und es folgt weiter aus Gleichung (42):

Der Unempfindlichkeitsgrad des Buß'schen Regulators ist ein Maximum, wenn er seine höchste

Stellung einnimmt, und ein Minimum, wenn er am tiefsten steht.

Dies berichtigt das in dem oben citirten Aufsatz unter dem Titel „Vorzüge des Buß'schen Regulators" ad 1 Gesagte, daß nämlich die Empfindlichkeit von der untersten Muffstellung an bis zur obersten hin unveränderlich sei, daß ferner die Veränderung der Empfindlichkeit durch Vergrößerung oder Verkleinerung der Pendelgewichte ein besonderer Vorzug des Buß'schen Regulators sei, den kein anderer mit ihm theile. Man vergleiche zu dem Ende die Folgerungen, welche sich an die Gleichungen 8, Kap. IV, knüpften.

Zur Ermittelung der labilen Gleichgewichtslagen, welche das Pendel des Buß'schen Regulators eventuell besitzt, erlauben wir uns, in der Folge eine Vernachlässigung einzuführen, und zwar wollen wir den Winkel von 92° am Pendel, durch einen Winkel von 90° ersetzen. Die numerischen Resultate werden dadurch nur unwesentlich modificirt, während die analytische Rechnung durchführbar wird.

Ist φ der Winkel, den der Arm A, auf welchem die Kugel P sitzt, mit der durch den Scheitelpunkt O gezogenen Verticalen bildet, siehe Fig. 18, so können wir in die allgemeine Gleichung (40)

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{+Pp + Gb}{Prc + Gr_1c_1}$$

(der Arm A pendle links von der Verticalen) die Werthe

$$p = l\sin\varphi = c_1$$
$$b = l\cos\varphi = c$$
$$r = d - l\sin\varphi$$
$$r_1 = l\cos\varphi - d$$

einführen, erhalten daher

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{P\sin\varphi + G\cos\varphi}{d(P\cos\varphi - G\sin\varphi) + \frac{1}{2}\sin 2\varphi(G - P)}. \quad (43)$$

Pendelt der Arm A rechts von der Verticalen, so haben wir nur $\angle\varphi$ negativ einzuführen und erhalten für diesen Fall

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{-P\sin\varphi + G\cos\varphi}{d(P\cos\varphi + G\sin\varphi) - \frac{1}{2}\sin 2\varphi(G - P)}. \quad (44)$$

Das Pendel besitzt für die Stellung des Armes A links und rechts von der Verticalen labile Gleichgewichtslagen, d. h. Lagen, für welche die Winkelgeschwindigkeit ω ein Minimum, resp. ein Maximum ist.

Ueber die denselben entsprechenden Winkel darf das Pendel nicht ausschlagen. Wir ermitteln diese Grenzwinkel φ_1 und φ_2, wenn wir die erste Gleichung von $\frac{\omega^2}{g}$ nach φ differenziren und den Differentialquotienten gleich 0 setzen. Die Reduction der einzelnen Glieder führt schließlich auf die Gleichung:

$$\alpha\cos^3\varphi - \sin^3\varphi = \frac{(1+\alpha^2)d}{(\alpha-1)l},$$

worin α den Werth $\frac{G}{P}$ bezeichnet, giltig für den Fall, daß der Arm A links von der Verticalen pendelt. Führt man den vorhin ermittelten Werth $\alpha = 2{,}8$ ein, so folgt $\varphi_1 = 16^0$. Pendelt der Arm A rechts von der Verticalen, so haben wir nur φ negativ einzuführen und erhalten:

$$\alpha\cos^3\varphi + \sin^3\varphi = \frac{(1+\alpha^2)d}{(\alpha-1)l} \ldots \quad (46)$$

$\alpha = 2{,}8$ eingeführt, giebt $\varphi_2 = 17^0 20'$.

Durch beide Winkel sind die beiden äußersten Grenzlagen, welchen der Arm A bei dem angenommenen Verhältniß von $\frac{G}{P}$ sich, ohne dieselben zu überschreiten, nähern darf, bestimmt.

Es ist interessant, zu untersuchen, ob noch weitere Gleichgewichtslagen in den andern Quadranten existiren. Wir gehen zu dem Ende von der Gleichung (44) für $\frac{\omega^2}{g}$ aus und drehen den Arm A im positiven Sinne durch alle 4 Quadranten; die bez. Gleichung geht, wenn man Zähler und Nenner durch $P\cos\varphi$ dividirt, $\frac{G}{P} = \alpha$ und $d = \frac{1}{2}$ setzt, über in:

$$\frac{l\omega^2}{g} = \varrho = \frac{2(\alpha - \operatorname{tg}\varphi)}{1 + \alpha\operatorname{tg}\varphi - 2(\alpha-1)\sin\varphi}. \quad (47)$$

Dies ist die Gleichung einer polaren Curve, die wir construiren können, wenn wir für verschiedene Winkel φ_1, welche der die Kugel tragende Arm mit der Verticalen einschließt, auf diesem die Werthe ϱ als Längen auftragen.

Wir ermitteln die ausgezeichneten Werthe für ϱ resp. ω, wenn wir setzen

1) $\varrho = 0$, d. h. $\operatorname{tg}\varphi = \alpha$,
für $\alpha = 2{,}8$ folgt $\varphi_0 = 70^0 20'$,
resp. $\varphi_0 = 250^0 20'$.

2) $\varrho = \infty$ d. h.
$$1 + \alpha\operatorname{tg}\varphi - 2(\alpha-1)\sin\varphi = 0,$$
für $\alpha = 2{,}8$ $\begin{cases}\varphi_\infty = \pi - 9^0\\ \varphi_\infty = -54^0 40'.\end{cases}$

Außerdem haben wir noch die Winkel der labilen Gleichgewichtslagen

$$\varphi_1 = 16^0 \qquad \varphi_2 = 17^0 20'.$$

Beschreiben wir um O, Fig. 19, den Drehpunkt des Pendels einen Kreis und legen den Arm A unter den characteristischen Winkeln in den Kreis, so finden wir 2 Sectoren (die schraffirt sind), in welchen das Pendel keine Gleichgewichtslage annehmen kann, denn in diesen ist der Werth ϱ negativ, resp. ω imaginär. Die in dem Aufsatze

des Herrn Stauffer für das Buß'sche Pendel aufgestellte Tabelle enthält für $\omega = 0$ und $\omega = \infty$ fast genau dieselben Winkel.

Fig. 19.

Der Winkel φ in jenem Aufsatze, den wir zum Unterschied von dem in unserer Rechnung eingeführten φ' nennen wollen, bestimmt sich aus der Gleichung

$$\varphi + \varphi' = 2\pi - (\pi - 70^0 20'),$$
$$\varphi' = \pi + 70^0 20' - \varphi.$$

Es ist daselbst ein Ordinatensystem mit dem Pendel fest verbunden. In der Lage, in welcher das statische Moment des Pendels in Bezug auf die durch die Drehachse gelegte Verticale $M_\xi = 0$ ist, fällt die Achse des Ordinatensystems auf die Verticale und es ist der von beiden eingeschlossene Winkel $\varphi' = 0$. Es ist nach unsern Gleichungen $\omega = \infty$ für einen Werth $\varphi = \pi - 9^0$, daher $\varphi' = 70^0 20' + 9^0 = 79^0 20'$.

In jener Tabelle ist der Winkel 79° notirt (linker Ast). Ferner wird $\omega = \infty$ für $\varphi = 305^0 20'$, somit $\varphi' = -55^0$.

Dies stimmt genau mit dem Werth in jener Tabelle (rechter Ast) und können wir aus dieser guten Uebereinstimmung den Schluß ziehen, daß bei der Verlegung der Schwere der Verbindungstheile incl. des halben Hülsengewichtes in den auf dem horizontalen Arm befestigten Rotationskörper nur ein verschwindend kleiner Fehler begangen ist. Die Winkel der beiden labilen Gleichgewichtslagen stimmen nicht so gut überein. Bezeichnen wir diese mit φ_1' und φ_2', so haben wir in obiger Gleichung

$$\varphi = 360^0 - 16^0 \text{ resp. } 360 + 17^0 20'$$

einzuführen und erhalten

$$\varphi_1' = -93^0 40'$$
$$\varphi_2' = -127^0.$$

In jener Tabelle sind die bez. Winkel

$$102^0 49' \text{ und } 119^0 34'$$

angeführt.

Da über die Bestimmung der in die allgemeine Gleichung für die Geschwindigkeit eingeführten Coefficienten daselbst nichts angegeben ist, so war ich außer Stande, zu untersuchen, welchem Umstande die obwaltende Differenz zuzuschreiben ist.

Wir fanden für $\alpha = 2{,}8$ $\quad \frac{n_1}{n_0} = 1{,}063$

nach Stauffer ist

$$\frac{n_1}{n_0} = \frac{119{,}829}{118{,}815} = 1{,}0086.$$

Daß das Verhältniß der Gewichte $\alpha = \frac{G}{P} = 2{,}8$ das bestehende ist, zeigt die Uebereinstimmung der Winkel 79°, resp. 55°. Mir scheint das Verhältniß $\frac{n_1}{n_0}$ von Herrn Stauffer viel zu klein angegeben zu sein.

Die Vernachlässigungen sind, wie bereits nachgewiesen, nicht der Art, daß ein solch bedeutender Unterschied zwischen beiden Werthen bestehen kann.

In der Tabelle (Seite 339) sind unter der zweiten Horizontalcolumne für die Lagen 2) und 6) Werthe notirt, die aus der Gleichung 47 hergeleitet sind, indem die jenen Lagen entsprechenden Winkel $\varphi = 9^0$ und -9^0 eingesetzt sind. Das Verhältniß $\frac{n_1}{n_0} = \frac{163{,}8}{154} = 1{,}063$ weicht von dem aus der allgemeineren Gleichung (40) (Seite 340) ermittelten noch nicht in der dritten Decimalstelle ab.

Wäre wirklich das von Herrn Stauffer angegebene Verhältniß $\frac{n_1}{n_0}$ das richtige, so würde der Buß'sche Regulator geradezu in die Klasse der astatischen Regulatoren zu rechnen sein. Nun ist aber die gute Wirkungsweise des Buß'schen Regulators erwiesen; die Wirkungsweise eines astatischen Regulators aber, wie ich noch kürzlich Gelegenheit hatte, mich durch den Augenschein zu überzeugen, und wie dies übrigens theoretisch und praktisch schon festgestellt ist, eine sehr unvollkommene.

Es ist daher wohl anzunehmen, daß der von uns berechnete Werth $\frac{n_1}{n_2} = 1{,}063$ gar nicht viel von dem wahren Werthe verschieden sein wird.

Die mittlere Umdrehungszahl, welche sich aus den Werthen der dritten Horizontalcolumne der Tabelle auf S. 339, ergiebt, ist $= 159$, also nahezu die von Herrn Stauffer für den Buß'schen Regulator II angegebene; die mittlere Umdrehungszahl aus den bezeichneten Grenzwerthen der zweiten

Horizontalcolumne würde 152,8 sein. Daß dieser Werth kleiner ist, als der gewiß experimentell festgestellte Werth 156, begründet unsre vorhin ausgesprochene Annahme, daß bei Herleitung der Gleichung

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{\pm P p + G b}{P r c \pm G r_1 c_1}$$

ein gegen den Zeiger der Uhr drehendes Moment vernachlässigt ist. Die Einführung des $\measuredangle$ 90° statt 92° und die gleichzeitige Vernachlässigung dieses Momentes bewirkt vom wahren Werthe dieselbe Abweichung nach oben, wie die alleinige Vernachlässigung des Momentes nach unten. Da die hierbei begangenen Fehler im absoluten Sinne nahezu gleich groß sind, so wird man es begründet finden, weßwegen wir die bezügliche Rechnung unter Annahme eines rechten Winkels durchgeführt haben.

Wir stellen uns im Folgenden die Aufgabe, einen pseudoastatischen Regulator zu construiren, der dasselbe Verhältniß der Grenzgeschwindigkeiten, dieselbe Energie, dieselbe Empfindlichkeit und dasselbe Arbeitsvermögen hat, als der Buß'sche Regulator.

Zu dem Ende wollen wir, da die Empfindlichkeit des Buß'schen Regulators, wie wir gesehen haben, veränderlich ist, den mittleren Werth der Empfindlichkeit in die Rechnung einführen.

Bei der untern Stellung des Buß'schen Regulators ist nach Gleichung (42)

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{2(+ P p + G b)}{K a},$$

in der obern

$$\frac{1}{\varepsilon} = \frac{2(- P p + G b)}{K a},$$

daher im Mittel

$$\frac{1}{\varepsilon} = 2 \frac{G b}{K a} = 2 \frac{G l}{K l_1} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (48)$$

Nennen wir s den totalen Weg der Hülse (= 38 Millim.), so ist

$$K s = \frac{2 G l}{l_1} . \varepsilon s$$

die während des ganzen Hubes geleistete Arbeit. Wir wählen behufs Construction eines pseudoastatischen Regulators das System des Regulators IV und haben nach der allgemeinen Gleichung (8) IV (die auf diesen bez. Werthe sollen mit ' versehen werden) den Empfindlichkeitsgrad

$$\frac{1}{\varepsilon'} = \frac{2 P' \left(\frac{h''}{h'} + \frac{G'}{P'}\right)}{K'}.$$

Der totale Hub dieses Regulators beträgt 80 Millim., und im Mittel ist nach Tabelle IV

$$\frac{h''}{h'} = 0{,}45,$$

daher

$$K' s' = 2 \varepsilon' P' \left(0{,}45 + \frac{G'}{P'}\right) s'.$$

1) Die Arbeiten $K s$ und $K' s'$ beider Regulatoren sollen dieselben sein.

2) Die Empfindlichkeiten $\frac{1}{\varepsilon}$ und $\frac{1}{\varepsilon'}$ sollen gleich sein.

Beides giebt die Beziehung

$$2 \frac{G l}{l'} . s = 2 P' s' \left(0{,}45 + \frac{G'}{P'}\right).$$

3) Die Bedingung, daß auch das Verhältniß der Grenzgeschwindigkeiten $\frac{n_1}{n_0}$ in beiden Fällen dasselbe ist, giebt ein bestimmtes Verhältniß von $\frac{G'}{P'}$, das wir aus der Gleichung (29)

$$\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 = \frac{439 + 1087 \frac{G'}{P'}}{478 + 952 \frac{G'}{P'}}$$

erhalten, wenn wir den Werth K unberücksichtigt lassen. Für $\frac{n_1}{n_0}$ ist das Verhältniß der Grenzgeschwindigkeiten einzusetzen, welches wir beim Buß'schen Regulator ausgerechnet haben. Es wurde $\frac{n_1}{n_0} = 1{,}063$ gefunden. Nehmen wir nun wirklich den Fall an, daß in Wahrheit dieses Verhältniß wegen der stattgehabten Vernachlässigung etwas kleiner ist und setzen $\frac{n_1}{n_0} = 1{,}05$, welchen Werth ich übrigens bei einem Buß'schen Regulator mit 162 Touren experimentell ermittelt habe, so erhalten wir aus der Gleichung:

$$1{,}102 = \frac{439 + 1087 \frac{G'}{P'}}{478 + 952 \frac{G'}{P'}}$$

$$\frac{G'}{P'} = 2{,}3.$$

Dies genügt der Bedingung

$$\frac{G'}{P'} > 1{,}1.$$

Die bezüglichen Zahlenwerthe in Gleichung (29) eingesetzt, giebt das Gewicht der Kugel

$$P' = \frac{14{,}8 . 200 . 38}{120 . 80 . 2{,}75} = 4{,}26 \text{ Kilogr.}$$

Das Gegengewicht

$$2G = 19{,}6.$$

Das Gesammtgewicht sämmtlicher Massen dieses Regulators, der ganz in derselben Weise, wie der Buß'sche Regulator functionirt, würde demnach

$$4{,}26 . 2 + 2{,}3 . 2 . 4{,}26 = 28{,}12 \text{ Kilogr.}$$

betragen.

Die Massen im Buß'schen Regulator wiegen

$$2 . (5{,}3 + 14{,}84) = 40{,}2 \text{ Kilogr.}$$

Die Massen im Buß'schen Regulator II. sind somit 1,4 mal so schwer, als diejenigen eines ebenso gut wirkenden Schwungkugelregulators. Auf die Größe des zu überwindenden Widerstandes kommt es hierbei nicht an.

Wir sehen also, daß es wohl möglich ist, einen Schwungkugelregulator zu construiren, der dieselbe Energie besitzt, wie der Buß'sche Regulator.

Nun wissen wir aber, daß die Energie abhängig ist von der Schwere der Massen.

Wählen wir für den vorhin berechneten Schwungkugelregulator $P' = 6$ Kilogr., darnach $2G' = 27{,}6$ Kilogr., so haben wir in beiden Fällen dasselbe Gesammtgewicht von ca. 40 Kilogr., ferner wählen wir für K' den Werth 0,5, dann folgt für diesen Regulator der Unempfindlichkeitsgrad

$$\varepsilon' = \frac{K'}{2P'(0{,}45 + 2{,}3)} = \frac{0{,}5}{2 . 6 . 2{,}75} = \frac{1}{66}.$$

Für den Buß'schen Regulator haben wir K (den halben Widerstand in der Hülse) im Verhältniß der totalen Hubhöhen $\frac{80}{36}$ größer einzuführen, da ein gleiches Arbeitsvermögen bei der Rechnung vorausgesetzt werden muß. Setzen wir $K = 0{,}5 . \frac{80}{36}$ in die Gleichung

$$\varepsilon = \frac{K l_1}{2 G l}$$

ein, so folgt:

$$\varepsilon = \frac{0{,}5 . 80 . 120}{38 . 2 . 14{,}8 . 200} = \frac{1}{47}.$$

Der Unempfindlichkeitsgrad des Buß'schen Regulators ist größer, als derjenige eines Schwungkugelregulators mit gleichem Arbeitsvermögen und ebenso großer Gesammtmasse der Kugel und des Gegengewichtes.

Dieser Vergleich berichtigt auch das unter 2 „Vorzüge des Buß'schen Regulators" in dem citirten Aufsatze (Civiling. Heft 1, Bd. XVIII) Gesagte.

In diesem Aufsatz ist ebenfalls ein Vergleich zwischen der Wirkungsweise verschieden aufgehängter Pendel von Schwungkugelregulatoren und demjenigen des Buß'schen Regulators angestellt und zwar sind in den bezeichneten Diagrammen, Fig. 9—12, die Ausschlagwinkel als Abscissen, die zugehörigen Gleichgewichtsgeschwindigkeiten als Ordinaten aufgetragen. Eine Gegenüberstellung dieser Diagramme entscheidet nun freilich zu Gunsten des Buß'schen Pendels, doch ist dies nicht entscheidend, da die daselbst ausgesprochene Behauptung, „das belastete Pendel des Porter'schen Regulators unterscheide sich von den analogen Modificationen des conischen Pendels hinsichtlich der Wirkungsweise zuweilen nur durch eine größere Geschwindigkeit," nur in dem Falle richtig ist, wenn die Aufhängung des Pendels eine sogenannte rhombische ist.

Denn nur für die rhombische Aufhängung verhalten sich die Quadrate der Umdrehungszahlen umgekehrt, wie die Pendelhöhen und ist die citirte Behauptung richtig.

Für ein Pendel von allgemeiner Aufhängung besteht die Gleichung

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{1}{h'} + \frac{G}{P} . \frac{1}{h''}.$$

Wie an mehreren Beispielen gezeigt ist, kann man durch eine passende Gelenkverbindung und passende Wahl des Verhältnisses $\frac{G}{P}$ den Werth $\frac{\omega^2}{g}$ für mehrere aufeinander folgende Lagen nahezu constant erhalten.

Das Diagramm eines solchen Pendels wird dann von demjenigen des Buß'schen Pendels nur unwesentliche Abweichungen zeigen, was ohne Weiteres in Folge der vorhin angestellten Berechnung eines ebenso wirkenden pseudoastatischen Regulators einzusehen ist.

Was nun das Beharrungsvermögen der Massen im Buß'schen Regulator anbelangt, so können wir in analoger Weise auch hier dieselbe Betrachtung wie früher anstellen. Auch hier haben M, J, $\frac{d\Omega}{dt}$ dieselbe Bedeutung, wie in der bezeichneten Untersuchung, Kapitel VIII. Es ist das Moment der auf Beschleunigung der Massen wirkenden äußern Kraft gleich der bei einer bestimmten Geschwindigkeitsänderung $\frac{n_1}{n_0}$ in der Hülse auftretenden Energie K, vermindert um den auf die Hülse reducirten schädlichen Widerstand F.

Da a der Hebelarm ist, so folgt (vergl. die Seite 326 bei der Ableitung der analogen Gleichungen gemachten Bemerkungen)

$$M = (K - F)a,$$

daher mit Berücksichtigung der bez. Gleichung

$$M = \frac{\omega_0^2}{g}(P r c \pm G r_1 c_1) \left\{ \left(\frac{\omega_1}{\omega_0}\right)^2 - 1 \right\} - F a,$$

$$\frac{\omega_0^2}{g} = \frac{\pm P p + G b}{P r c \pm G r_1 c_1} \text{ und}$$

$\frac{\omega_1}{\omega_0} = \frac{n_1}{n_0}$ gesetzt,

$$M = (\pm Pp + Gb) \left\{ \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1 \right\} - Fa.$$

Nun ist

$$J = \frac{P+G}{g} . l^2.$$

Setzen wir dieses in die allgemeine Gleichung

$\frac{d\Omega}{dt} = \frac{M}{J}$ ein, so folgt

$$\frac{d\Omega}{dt} = \frac{(K-F)ag}{(P+G)l^2} \text{ resp.}$$

$$\frac{d\Omega}{dt} = \frac{(\pm Pp + Gb)g}{(P+G)l^2} \left\{ \left(\frac{n}{n_0}\right)^2 - 1 \right\} - \frac{Fag}{(P+G)l^2},$$

und da die Beschleunigung der Hülse

$$\frac{du}{dt} = \frac{a\,d\Omega}{dt}$$

ist, so folgt

$$\frac{du}{dt} = \frac{(K-F)g}{P+G} . \frac{a^2}{l^2} \text{ resp.}$$

$$\frac{du}{dt} = \frac{(\pm Pp + Gb)ag}{(P+G)l^2} \left\{ \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1 \right\} - \frac{Fa^2g}{(P+G)l^2},$$

$$\frac{du}{dt} = \frac{ag}{(P+G)l^2} \left[(\pm Pp + Gb) \left\{ \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1 \right\} - Fa \right].$$

Hieraus folgt: Es ist die in der Hülse auftretende Beschleunigung um so kleiner, je kleiner die plötzlich eingetretene Geschwindigkeitsänderung und je größer der schädliche Widerstand ist. Außerdem hängt noch der Werth $\frac{du}{dt}$ von der Art und Weise ab, in welcher man die Massen im Regulator vertheilt.

Derselbe fällt um so kleiner aus, je schwerer die Kugel und je leichter das Gegengewicht ist.

Wir wollen nun auch in Bezug auf das schädliche Beharrungsvermögen den Buß'schen Regulator mit dem vorhin berechneten pseudoastatischen Regulator vergleichen.

Wir bezeichnen wie früher die gleichartigen Größen in der bez. Gleichung des pseudoastatischen Regulators mit ' und haben dann für diesen

$$\frac{du'}{dt} = \frac{(K'-F')g}{P'\frac{l^2}{b^2} + G'},$$

für den Buß'schen Regulator

$$\frac{du}{dt} = \frac{(K-F)g}{P+G} . \frac{a^2}{l^2}.$$

In diesen Gleichungen stellt die Differenz $K' - F'$ resp. $K - F$ die beschleunigende Kraft dar, die wir uns in der Hülse im verticalen Sinne aufwärts wirkend denken.

Es kommt, wenn wir einen Vergleich zwischen den beiden Beschleunigungen anstellen, darauf an, mit welcher Beschleunigung in einem bestimmten Moment der Arm der Drosselklappe gedreht wird, wenn wir den Buß'schen Regulator durch den pseudoastatischen Schwungkugelregulator ersetzen.

Denken wir uns für den Augenblick die bewegende Kraft $K' - F'$, resp. $K - F$, entgegengesetzt wirkend, so können wir dieselbe als Widerstand definiren, und ist ds' resp. ds das von der Hülse jedes Regulators zurückgelegte Wegelement, so ist die bei einer unendlich kleinen Verschiebung der Hülse geleistete Arbeit

$$(K' - F')\,ds', \text{ resp. } (K - F)\,ds.$$

Beide Regulatoren sollen innerhalb derselben Geschwindigkeitsänderung gleiches Arbeitsvermögen besitzen. Diese Bedingung ist hier einzuführen, auch wenn wir $K' - F'$, resp. $K - F$, als bewegende Kräfte definiren. Auf die Größe des Werthes $K - F$ kommt es, wie früher nachgewiesen, nicht an und es ist gleichgültig, ob derselbe +, 0 oder − ist. Nun ist $\frac{ds'}{ds} = \frac{s'}{s}$, daher

$$\frac{K'-F'}{K-F} = \frac{s'}{s}, \text{ somit}$$

$$\frac{du}{dt} = \frac{\frac{s'}{s}(K'-F')}{P+G} . \frac{a^2}{l^2} . g,$$

$$\frac{\frac{du}{dt}}{\frac{du'}{dt}} = \frac{s'\left(\frac{P'l^2}{b^2} + G\right)}{s(P+G)\frac{l^2}{a^2}}.$$

In der mittleren Stellung beider Regulatoren ist nun $\frac{a}{l} = \frac{120}{200} = \frac{3}{5}$, $\frac{l^2}{b^2}$ nahezu $= 1$ und $\frac{s'}{s} = \frac{80}{38}$.

Führen wir ferner die berechneten Werthe

$$P' = 4{,}26 \qquad G' = 9{,}8$$
$$P = 5{,}3 \qquad G = 14{,}8$$

ein, so folgt

$$\frac{\frac{du}{dt}}{\frac{du'}{dt}} = \frac{80(4{,}26 + 9{,}8)}{38(5{,}3 + 14{,}8)\frac{25}{9}}$$

$$\frac{\frac{du}{dt}}{\frac{du'}{dt}} = 0{,}53.$$

In beiden Fällen soll der totale Drehwinkel der Drosselklappe derselbe sein.

Nennen wir $\frac{d\omega}{dt}$, resp. $\frac{d\omega'}{dt}$, die bez. Winkelbeschleunigungen, mit welchen der Arm der Drosselklappe gedreht wird, so ist, da beim Buß'schen Regulator das Hebelübersetzungsverhältniß von der Hülse nach der Drosselklappe um $\frac{s'}{s}$ größer ist, als beim pseudoastatischen Schwungkugelregulator:

$$\frac{d\omega}{dt} = \frac{s'}{s} \cdot \frac{du}{dt} \qquad \frac{d\omega'}{dt} = \frac{du'}{dt},$$

also

$$\frac{\frac{d\omega}{dt}}{\frac{d\omega'}{dt}} = \frac{s'}{s} . 0{,}53 = \frac{80}{38} . 0{,}53 = 1{,}11.$$

Hieraus folgt:

Die Tendenz des Buß'schen Regulators, bei einer plötzlich eintretenden Geschwindigkeitsänderung im Gang der Maschine den Arm der Drosselklappe in pendelartige Ausschläge zu versetzen, ist im Mittel wenig größer, als diejenige eines gleich gut wirkenden Schwungkugelregulators.

Je größer diese Tendenz ist, desto größer ist auch das Beharrungsvermögen der Massen über die neue Gleichgewichtslage hinauszufahren, desto größer sind auch die pendelartigen Ausschläge um eine mittlere Gleichgewichtslage.

Wir sehen also, daß beim Buß'schen Regulator das schädliche Beharrungsvermögen keineswegs, wie von anderer Seite behauptet wird, auf ein Minimum reducirt sei. Er hat in dieser Beziehung vor gleich gut wirkenden pseudoastatischen Schwungkugelregulatoren **nichts** voraus.

Diese vergleichenden Rechnungen, die hiermit ihren Abschluß erreichen, dürften wohl einerseits manche falsche Vorstellung von der Wirkungsweise des Buß'schen Regulators berichtigt, andererseits aber auch den Nachweis geführt haben, daß hinsichtlich der Wirkungsweise dem Buß'schen Regulator keineswegs vollkommnere Eigenschaften zuzusprechen sind, als einem zweckmäßig construirten Schwungkugelregulator. Der Vorzug des einen Systems vor dem andern ist vielmehr in der Zweckmäßigkeit und Güte der Construction, sowie in den Herstellungskosten zu suchen.

XII. Ueber den praktischen Gebrauch der gegebenen Formeln.

Die vorstehenden Untersuchungen dürften zur Genüge gezeigt haben, wie man im Stande ist, mit Rücksicht auf die praktische Anordnung der Gelenkverbindung Centrifugalregulatoren zu construiren, deren Wirkungsweise derjenigen vollkommen astatischer Regulatoren beliebig nahe kommt. Wie groß aber diese Annäherung zweckmäßig zu wählen sei, wird theoretisch wohl kaum zu ermitteln sein, da das Gesetz für die Aenderung der Kraftleistung der Maschine und die dadurch bedingte Aenderung der Umdrehungszahl, wenn eine Drosselung des Dampfes vorgenommen wird, nicht bekannt ist.

Es muß daher dem Praktiker überlassen bleiben, den zweckmäßigsten Grad der Annäherung an die Astasie empirisch zu bestimmen. Dies kann in folgender Weise bewirkt werden. Für die 4 construirten Regulatoren, deren allgemeine Anordnung in den Fig. 4—8, Tafel 13 u. 14, gegeben ist, sind zunächst allgemeine Gleichungen berechnet worden, in denen die Schwere des Gegengewichtes und der Kugeln beliebig gewählt werden konnte; nur eine untere Grenze des Verhältnisses $\frac{G-K}{P}$ mußte eingehalten werden. Wählt man letztere, so wird, wie unter VI u. VII nachgewiesen ist, die Annäherung an die Astasie ein Maximum. Mit Vergrößerung des Verhältnisses $\frac{G}{P}$ nimmt die Annäherung an die Astasie ab, gleichzeitig ändert sich aber auch das Uebersetzungsverhältniß zwischen Regulator und Maschine, wenn die Grenzgeschwindigkeiten der Maschine beibehalten werden.

Man hat also nur nöthig, bei einem nahezu astatischen Regulator, wie er aus den speciellen Gleichungen hervorgeht, die Urne des Gegengewichtes durch Nachgießen von Blei schwerer zu machen und das entsprechende Uebersetzungsverhältniß herzustellen, um die Annäherung an die Astasie herabzuziehen und die pendelartigen Schwingungen um eine mittlere Gleichgewichtslage in zweckmäßige Grenzen einzuschränken.

Nach eignen Erfahrungen, die ich besonders an einem pseudoastatischen Regulator System IV, Fig. 8, gemacht habe, welcher auf einer zum Betriebe einer Spinnerei dienenden 30pferdigen Corliß-Dampfmaschine in Aachen läuft, scheint das zweckmäßigste Verhältniß $\frac{n_1}{n_0} = 1{,}05$ zu sein. Wenigstens liegt dieses Verhältniß (wegen der sehr geringen Reibung, welche der auf die Expansion wirkende Regulator bei dieser Maschine zu überwinden hat, ist der auf die Hülse reducirte

Reibungswiderstand 2 K sehr gering = 0,3 Kilogr. abgeschätzt) der Construction zu Grunde und ist die Wirkungsweise des Regulators eine ausgezeichnete. Genaue Beobachtungen lassen schließen, daß die in der Maschine in Folge plötzlichen Ausrückens der Arbeitsmaschinen auftretenden Geschwindigkeitsänderungen 2 Proc. noch nicht erreichen. Dabei pendelt die Hülse etwa um 30 Millim. Der totale Hub der Hülse beträgt 80 Millim. und diesem entspricht das obige Verhältniß $\frac{n_1}{n_0}$. Der Regulator ist vollständig frei von der unbequemen Eigenschaft des Springens, welche gerade bei astatischen oder sehr nahe astatischen Regulatoren so schädlich wirkt.

XIII. Anhang.

Zusammenstellung der Resultate.

In der Einleitung wurde auf folgende Thatsachen hingewiesen:

Es besitzt

1) der Watt'sche Regulator in seiner ursprünglichen Aufhängungsart einen großen Unbeweglichkeitsgrad und geringe Energie;

2) der Watt'sche Regulator in pseudoastatischer Aufhängung einen kleinen Unbeweglichkeitsgrad und geringe Energie;

3) der Porter'sche Regulator in seiner ursprünglichen Aufhängung einen großen Unbeweglichkeitsgrad und große Energie;

4) der Porter'sche Regulator in pseudoastatischer Aufhängung einen kleinen Unbeweglichkeitsgrad und große Energie.

Der letztere Regulator ist den andern vorzuziehen, weil er zwei wichtigen Anforderungen gleichzeitig genügt.

Bei der Wahl der Dimensionen und des kleinsten Ausschlagswinkels ist das Hauptaugenmerk auf die Vermeidung labiler Gleichgewichtslagen zu richten.

Im Verlauf der Rechnung haben sich folgende Resultate ergeben:

Es bezeichne:

- P das Gewicht einer Schwungkugel in Kilogr.,
- G das halbe Gewicht, welches die Hülse beschwert, in Kilogr.,
- ω die Winkelgeschwindigkeit der Regulatorachse,
- g die Beschleunigung der Schwere in Millimeter,
- K die Hälfte des auf die Hülse reducirten Reibungswiderstandes im Stellzeug, in Kilogr.,
- n_1 die größte Umdrehungszahl der Maschine pro Min.,
- n_0 deren kleinste,
- m das Uebersetzungsverhältniß zwischen Regulator und Maschine,
- ω_1 die größte Winkelgeschwindigkeit der Regulatorachse,
- ω_0 deren kleinste,
- ω' und n' die bezüglichen Werthe, wenn gerade der Widerstand 2 K überwunden wird,
- Ω' Ω_1 Ω_0 die bez. Winkelgeschwindigkeiten im Kurbelkreis der Maschine,
- ε den Unbeweglichkeitsgrad des Regulators zwischen den Grenzen n_0 und n',
- ζ den Ungleichförmigkeitsgrad des Regulators zwischen den Grenzen n' und n_1,
- h' und h'' geometrische Größen, deren Construction in den Fig. 7 und 8, Seite 195 und 196 gegeben ist,
- r die Entfernung des Kugelmittelpunktes von der Regulatorachse,
- b, c, p die 3 Lothe, welche vom Pol auf die 3 Kraftrichtungen am Regulator (Fall A) gefällt werden können,
- c', p' dieselben, wenn die Kugeln im gemeinschaftlichen Schlußpunkt beider Arme angebracht wären (Fall B),
- l die untere Stangenlänge,
- l_1 die Stangenlänge bis zum Kugelmittelpunkt,
- l_2 die Stangenlänge vom obern Drehpunkt bis zum Schlußpunkt beider Arme,
- a die Entfernung des untern Drehpunktes von der Regulatorachse.

Den Fall, in welchem die Kugel am beweglichen Arm sitzt, bezeichnen wir mit A.

Den Fall, in welchem die Kugel am festen Arm sitzt, bezeichnen wir mit B.

Die Gleichungen zur Bestimmung des halben Gegengewichtes lauten

$$\text{A)}\quad G = \frac{P}{b}\left(\frac{\omega^2 r c}{g} - p\right), \quad \ldots \quad (1)$$

$$\text{B)}\quad G = \frac{P}{b}\,\frac{l_1}{l_2}\left(\frac{\omega^2 r c'}{g} - p'\right). \quad \ldots \quad (1^*)$$

Das Gesetz der Aenderung der Gleichgewichtslagen, wenn die Umdrehungszahl wächst, ist gegeben durch die Gleichungen:

$$\text{A)}\quad \frac{\omega^2}{g} = \frac{p}{rc} + \frac{G}{P}\cdot\frac{b}{rc} \quad \ldots \quad (2)$$

oder

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{1}{h'} + \frac{G}{P}\cdot\frac{1}{h''} \quad \ldots \quad (5)$$

$$\text{B)}\quad \frac{\omega^2}{g} = \frac{p'}{rc'} + \frac{G}{P}\cdot\frac{l_2}{l_1}\cdot\frac{b}{rc'} \quad . \quad (2^*)$$

oder

$$\frac{\omega^2}{g} = \frac{1}{h'} + \frac{G}{P}\cdot\frac{l_2}{l_1}\cdot\frac{1}{h''}. \quad . \quad (5^*)$$

Die halbe Energie des Regulators ist gegeben durch die Gleichungen:

$$\text{A)}\quad K = \frac{P}{g}\cdot h''(\omega'^2 - \omega_0^2)$$

$$K = \frac{P}{g}\cdot h'' m^2 (\Omega'^2 - \Omega_0^2) \quad \ldots \quad (6)$$

$$\text{B)}\quad K = \frac{P}{g}\cdot\frac{l_1}{l_2}\cdot h''(\omega'^2 - \omega_0^2)$$
$$K = \frac{P}{g}\cdot\frac{l_1}{l_2}\cdot h'' m^2 (\Omega'^2 - \Omega_0^2) \quad . \quad (6^*)$$

Die allgemeine Gleichung zur Bestimmung der Unempfindlichkeit ε ist:

$$\varepsilon = \frac{\omega'^2 - \omega_0^2}{2\omega_0^2} \quad . \; . \; . \; . \; . \; . \quad (7)$$

Die speciellen Gleichungen sind:

$$\text{A)}\quad \varepsilon = \frac{K}{2P\left(\frac{h''}{h'} + \frac{G}{P}\right)}, \quad . \; . \; . \; . \quad (8)$$

$$\text{B)}\quad \varepsilon = \frac{K}{2P\left(\frac{h''}{h'}\cdot\frac{l_1}{l_2} + \frac{G}{P}\right)} \quad . \; . \; . \quad (8^*)$$

Gehören die geometrischen Größen h' h'' und h_1' h_1'' den Gleichgewichtslagen des Regulators an, welche den Geschwindigkeiten n' und n_1 entsprechen, so ist der Unbeweglichkeitsgrad

$$2\zeta = \frac{\frac{1}{h_1'} + \frac{G+K}{P}\cdot\frac{l_2}{l_1}\cdot\frac{1}{h_1''}}{\frac{1}{h'} + \frac{G+K}{P}\cdot\frac{l_2}{l_1}\cdot\frac{1}{h''}} - 1$$

Die Gleichung der astatischen Curve, bezogen auf ein rechtwinkliges Coordinatensystem, bei welchem die Y Achse mit der Regulatorachse und der Nullpunkt so gewählt ist, daß für $x = a$, $y = l$ ist, lautet

$$y = \frac{1}{P+G\pm K}\left\{\frac{\omega^2 . P}{2g}(x^2 - a^2) + \right.$$
$$\left. + (G\pm K)\sqrt{l^2 - (x-a)^2} + Pl\right\}. \quad . \quad (9)$$

Statt der Ausrechnung der Gleichung behufs pseudoastatischer Aufhängung des Regulators empfiehlt sich das unter Kapitel VI mitgetheilte Näherungsverfahren. Mit Hilfe desselben ist der Porter'sche Regulator I in pseudoastatischer Aufhängung construirt; die Verhältnißzahlen sind in Fig. 4, Tafel 13 u. 14, gegeben.

Die allgemeinen Gleichungen, für welche nur die Bedingungsgleichung $\frac{G-K}{P} > \frac{1}{2}$ erfüllt sein muß, sind

$$\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 = \frac{440 + 1190\,\frac{G+K}{P}}{472 + 935\,\frac{G}{P}} \quad . \; . \; . \quad (11)$$

$$m = \frac{9{,}5}{n_0}\sqrt{\frac{6945{,}5 + 13758{,}5\,\frac{G}{P}}{l}} \quad . \; . \quad (12)$$

Wird $\frac{G-K}{P} = \frac{1}{2}$ eingeführt, so ist die Annäherung an die Astasie ein Maximum und man erhält die Gleichungen

$$P = K\,\frac{2{,}54 - \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2}{\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1{,}1}, \quad . \; . \; . \quad (14)$$

$$m = \frac{1117}{n_0}\sqrt{\frac{1 + \frac{K}{P}}{l}} \quad . \; . \; . \quad (15)$$

Für den Regulator II sind die Verhältnißzahlen der Figur 5, Tafel 13 u. 14, zu entnehmen und die allgemeinen Gleichungen lauten

$$\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 = \frac{307{,}5 + 619\,.\,\frac{G+K}{P}}{314 + 469\,\frac{G}{P}}, \quad . \quad (16)$$

$$m = \frac{9{,}55}{n_0}\sqrt{\frac{1}{l}\left(4580{,}5 + 6897{,}6\,\frac{G}{P}\right)} \quad . \; . \quad (17)$$

Die Bedingungsgleichung ist

$$\frac{G-K}{P} \geq \frac{2}{9}.$$

Die Einführung des Werthes $\frac{G-K}{P} = \frac{2}{9}$ macht die Annäherung an die Astasie zum Maximum

$$P = K\,\frac{2{,}96 - 1{,}12\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2}{\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1{,}07}, \quad . \; . \; . \quad (19)$$

$$m = \frac{750}{n_0}\sqrt{\frac{1 + 1{,}12\,\frac{K}{P}}{l}} \quad . \; . \quad (20)$$

Das Gesetz der Verlegung des festen Drehpunktes unter der Bedingung, daß die bereits als gut erkannte Wirkungsweise des Regulators möglichst wenig sich ändere, ergiebt sich aus dem Satz vom Wendekreis. Derselbe giebt die Abhängigkeit zwischen den Krümmungsmittelpunkten der Bahnen, welche die Punkte eines starren, einer bestimmten Bewegung unterworfenen Systemes in einer Ebene beschreiben. Die zweckmäßige Benutzung des Satzes führt zur Construction des Regulators III, (Fig. 7, Tafel 13 u. 14) für welchen die allgemeinen Gleichungen

$$\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 = \frac{446 + 1099\,\frac{G+K}{P}}{483 + 952\,\frac{G}{P}} \quad \text{und}$$

$$m = \frac{9{,}55}{n_0}\sqrt{\frac{1}{l}\left(7107{,}3 + 14008{,}68\,\frac{G}{P}\right)} \quad . \; . \quad (25)$$

lauten.

A ½a

Fig. 6.

Die Bedingungsgleichung ist

$$\frac{G - K}{P} \geq 1.$$

Der Werth $\frac{G - K}{P} = 1$ giebt die speciellen Gleichungen:

$$P = K \frac{4{,}6 - 2\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2}{3\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 3{,}24}, \quad . \quad . \quad . \quad (27)$$

$$m = \frac{1130}{n_0} \sqrt{\frac{1}{l}\left(1{,}5 + \frac{K}{P}\right)}. \quad . \quad . \quad (28)$$

Die Vereinfachung in der Construction dieses Regulators führt zu dem (s. Figur 8, Tafel 13—14) „elliptischen Regulator in pseudoastatischer Aufhängung".

Für denselben sind die allgemeinen Gleichungen:

$$\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 = \frac{439 + 1087\,\frac{G + K}{P}}{478 + 952\,\frac{G}{P}}, \quad . \quad . \quad (29)$$

$$m = \frac{9{,}55}{n_0} \sqrt{\left(7033{,}77 + 14008{,}66\,\frac{G}{P}\right)\frac{1}{l}}. \quad (30)$$

Die Bedingungsgleichung ist

$$\frac{G - K}{P} \geq 1{,}1.$$

Der Werth $\frac{G - K}{P} = 1{,}1$ eingeführt, giebt:

$$P = K \frac{2{,}28 - \left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2}{1{,}6\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1{,}7}. \quad . \quad . \quad . \quad (32)$$

$$m = \frac{1131{,}6}{n_0} \sqrt{\left(1{,}6 + \frac{K}{P}\right)\frac{1}{l}}. \quad . \quad . \quad (33)$$

Die beiden letzten Regulatoren verdienen, weil sie halb so niedrig sind, wie die beiden ersten, keine gekreuzten Arme haben, wenig Raum einnehmen und in constructiver Hinsicht leicht herzustellen sind, vor den beiden ersten, welche die gewöhnliche Aufhängung der Centrifugalregulatoren repräsentiren, den Vorzug. Besonders eignen sie sich auch für Wasserräder und Turbinen, bei welchen die Bewegung des Schützens der Beweglichkeit des Regulators erheblichen Widerstand entgegensetzt.

Ist u die Geschwindigkeit, mit welcher die Hülse aufsteigt, wenn in Folge einer plötzlich eingetretenen Geschwindigkeitsänderung der Regulator eben seine Ruhelage verläßt und 2 F der auf die Hülse reducirte Reibungswiderstand, so folgt

$$\frac{du}{dt} = \frac{\left\{\left(\frac{n_1}{n_0}\right)^2 - 1\right\}\left(\frac{P h''}{h'} + G\right) g - F g}{P \frac{l^2}{h^2} + G}. \quad (34)$$

Die Zunahme der Geschwindigkeit der Hülse ist um so größer, je stärker die Geschwindigkeitsänderung im Gang der Maschine $\left(\frac{n_1}{n_0}\right)$ und je größer der schädliche Widerstand F ist; außerdem hängt dieselbe von der Stellung ab, welche der Regulator einnimmt. Man nimmt dem Regulator die plötzliche Tendenz, zu steigen, wenn man ihn mit einem sogenannten Katarakt verbindet. Auch wird dieselbe um so kleiner, je mehr man die Massen in den Kugeln concentrirt.

Im Kapitel IX ist für das mit IV bezeichnete System der Regulatoren (elliptisch-pseudoastatische Aufhängung) nachgewiesen, daß ein verschwindend kleiner Fehler begangen wird, wenn man die Schwere und Centrifugalkraft der Arme vernachlässigt. Dieses Resultat kann aber auch annähernd auf die andern in der vorliegenden Abhandlung behandelten Systeme übertragen werden, wodurch die den Hauptgleichungen zu Grunde liegenden Voraussetzungen gerechtfertigt erscheinen.

Die Construction von Centrifugalregulatoren, welche wegen nicht belasteter Hülse eine geringe Tourenzahl besitzen (ca. 50), erfolgt mit zu Hilfenahme der Parabel, welche in diesem Falle die astatische Curve des Regulators ist. Man construirt für die unterste Lage der Kugel die Subnormale und Tangente der Parabel, bestimmt durch die Lage der Directrix den Mittelpunkt des Krümmungskreises und, indem man eine untere Lage für das zwangläufig bewegte System im Mechanismus des Regulators wählt, den Wendekreis. Mit Hilfe desselben wird nach den im Kapitel VII angeführten Gleichungen die Gelenkverbindung in zweckmäßiger Weise nach System III und IV verändert.

Kapitel XI giebt die Theorie des Buß'schen Regulators und einen Vergleich zwischen der Wirkungsweise desselben und derjenigen eines zweckmäßig construirten Schwungkugelregulators (in elliptisch-pseudoastatischer Aufhängung). Die bezüglichen Rechnungen liefern das Resultat, daß der Buß'sche Regulator hinsichtlich der vollkommenen Wirkungsweise vor gut construirten pseudoastatischen Regulatoren nichts voraus hat, und daß der Vorzug des einen vor dem andern vielmehr in der Zweckmäßigkeit und Güte der Construction zu suchen ist.

Aachen im Sommer 1872.

Grundzüge der constructiven Anordnung und statischen Berechnung der Brücken- und Hochbauconstructionen.

Fortsetzung der gleichnamigen Abhandlung im Band XIV und XVI.

Zweiter Theil.

Die statische Berechnung der Brückenconstructionen.

Von

Dr. **F. Heinzerling,**
Baurath und Professor a. d. Kgl. polytechnischen Schule in Aachen.

Erste Abtheilung.

Die Kräfte und deren Momente.

(Hierzu Tafel 21 u. 22—23.)

Erster Abschnitt.

Die Angriffs- und Widerstandsmomente.

I. Die Angriffsmomente.

1) Die Angriffsmomente bei Einwirkung einer beliebig gelegenen Einzellast.

Liegt die Last P rechts von dem Schnitt $\alpha\beta$, so ist mit Bezug auf Taf. 21, Fig. 1

$$^{a}M = A x \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (1)$$

Hierin ist für b als Drehpunkt $A l - P l_{,,} = 0$, woraus $A = P . \frac{l''}{l}$, mithin das Angriffsmoment

$$^{a}M = P . \frac{l_{,,}}{l} . x \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (2)$$

positiv und desto größer, je größer A oder je größer $l_{,,}$, d. h. je näher P dem Schnitt $\alpha\beta$ rückt.

Liegt die Last P links von dem Schnitt $\alpha\beta$, so ist mit Bezug auf Fig. 2

$$^{a}M = B(l - x) . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (3)$$

Hierin ist $l > x$ und für a als Drehpunkt $- B l + P l_{,} = 0$, woraus $B = P . \frac{l_{,}}{l}$, mithin das Angriffsmoment

$$^{a}M = P . \frac{l_{,}}{l} (l - x) \quad . \quad . \quad . \quad (4)$$

gleichfalls positiv und um so größer, je größer B, oder je größer $l_{,}$, d. h. je näher P dem Schnitt $\alpha\beta$ rückt.

Eine Einzellast erzeugt daher in jeder Lage für jeden Verticalschnitt ein **positives** Angriffsmoment, welches um so größer wird, je näher die Last diesem Schnitte rückt.

2) Die Angriffsmomente bei Einwirkung mehrerer Einzellasten.

a) Bei gleichen und gleich vertheilten Einzellasten.

Da jede Einzellast das Angriffsmoment positiv macht und zur Vergrößerung desselben beiträgt, so wird das Angriffsmoment am größten, wenn sämmtliche Einzellasten $(p + q)$ wirken. In diesem Falle ist mit Bezug auf Figur 3 für einen Schnitt in dem beliebigen m^{ten} Felde und b als Drehpunkt das größte Angriffsmoment

$$^{a}M = A m \lambda - (p+q)\lambda[(m-1) + (m-2) + \ldots 2 + 1] = A m \lambda - (p+q)\frac{m(m-1)}{2}\lambda$$

Hierin beträgt der Auflagerdruck die Hälfte der Gesammtlast, mithin ist derselbe für N Felder $A = (p+q)\frac{(N-1)}{2}$, daher das größte Angriffsmoment

$$^{a}M_m = (p+q)\frac{m(N-1)}{2}\lambda - (p+q)\frac{m(m-1)}{2}\lambda = (p+q)\frac{m(N-m)}{2}\lambda \quad \ldots \ldots (5)$$

und wenn hierin $m-1$ statt m gesetzt wird, für den $(m-1)^{ten}$ Knotenpunkt

$$^{a}M_{m-1} = (p+q)\frac{(m-1)(N-m+1)}{2}.\lambda \quad . \quad (6)$$

Bei einer geraden Anzahl von Feldern ist $N = 2n$, daher

$$^{a}M_m = (p+q)\frac{m(2n-m)}{2}\lambda, \quad . \quad . \quad (7)$$

bei einer ungeraden Anzahl von Feldern ist $N = 2n-1$, daher

$$^{a}M_m = (p+q)\frac{m(2n-m-1)}{2}\lambda.. \quad . \quad (8)$$

Wird Gleichung (5) nach m differentiirt, so ergiebt sich

$$\frac{d.^{a}M}{dm} = (p+q)\frac{\lambda}{2}\frac{d.m(N-m)}{dm} = (p+q)\frac{\lambda}{2}(N-2m)$$

und, wenn man diesen Ausdruck Null setzt, $m = \frac{N}{2}$, daher wenn dieser Werth eingeführt wird,

$$^{a}M_{max} = (p+q)\frac{N^2}{8}.\lambda \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (9)$$

Für $p + q = 904$ Kilogr., $\lambda = 1$ und $N = 10$ erhält man nach Gleichung (5)

$$^{a}M_m = (p+q)\frac{m(N-m)}{2}\lambda = 904.\frac{m(10-m)}{2} = 452\,m(10-m),$$

mithin für $m = 0$, $^{a}M_0 = 452.0.10 = 0$ Kilogr.,
„ $m = 1$, $^{a}M_1 = 452.1.\ 9 = 4068$ „
„ $m = 2$, $^{a}M_2 = 452.2.\ 8 = 7232$ „
für $m = 3$, $^{a}M_3 = 452.3.7 = 9492$ Kilogr.
„ $m = 4$, $^{a}M_4 = 452.4.6 = 10848$ „
„ $m = 5$, $^{a}M_5 = 452.5.5 = 11300$ „

worin für $m = \frac{N}{2} = 5$ der Maximalwerth von ^{a}M erhalten wurde.

Werden diese Werthe aufgetragen, so ergiebt sich die Darstellung der Fig. 2 auf Taf. 22—23.

Sind die Endbelastungen und deren Abstände von den Stützpunkten von den übrigen Belastungen und Abständen verschieden, siehe Fig. 4, und bezeichnet $\lambda' = a\lambda$ den Abstand der Belastung $p' + q' = b(p+q)$ vom linken, $\lambda'' = c\lambda$ den Abstand der Belastung $p'' + q'' = d(p+q)$ vom rechten Stützpunkt, λ den Abstand der übrigen $N-1$ Belastungen $p+q$ von einander, so erhält man mit Bezug auf den Stützpunkt b als Drehpunkt die Momentengleichung

$$A(\lambda' + N\lambda + \lambda'') - \Big[(p'+q')(\lambda'' + N\lambda) + (p+q)[\lambda'' + (N-1)\lambda + \lambda'' + (N-2)\lambda + \ldots \lambda'' + 2\lambda + \lambda'' + \lambda] + (p''+q'')\lambda''\Big] = 0$$

und hieraus, wenn der Werth von λ', λ'', $p'+q'$ und $p''+q''$ eingeführt, der gemeinschaftliche Factor $p+q$ herausgesetzt, λ im Zähler und Nenner weggelassen wird, den Auflagerdruck

$$A = \frac{p+q}{a+N+c}\Big[b(c+N) + (c+N-1) + (c+N-2) + \ldots (c+2) + (c+1) + d.c\Big].$$

Wird die in der Klammer enthaltene, zwischen dem ersten und letzten Gliede befindliche, Reihe summirt und reducirt, so ergiebt sich

$$A = \frac{p+q}{a+N+c}\Big[b(c+N) + (N-1)\Big(c + \frac{N}{2}\Big) + d.c\Big] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (10)$$

In Bezug auf den m^{ten} Knotenpunkt erhält man das Angriffsmoment

$$^{a}M_m = A(\lambda' + m\lambda) - (p+q)[1 + 2 + .(m-1)]\lambda - (p'+q')m\lambda$$

und, wenn der Werth für λ' und $p'+q'$ eingeführt, summirt und reducirt wird,

$$^{a}M_m = A(a+m)\lambda - (p+q)\left(\frac{m-1}{2}+b\right)m\lambda.$$

Wird der Werth von A aus Gleichung (10) eingesetzt, so entsteht

$$^{a}M_m = (p+q)\lambda\left[\frac{a+m}{a+N+c}\left\{b(c+N)+(N-1)\left(c+\frac{N}{2}\right)+d.c\right\} - m\left(\frac{m-1}{2}+b\right)\right]. \quad . \quad (11)$$

Sind die Abstände λ', λ'' und die Belastungen $p'+q'$, $p''+q''$ an den Enden einander gleich, also $a = c$ und $b = d$, so erhält man nach einiger Reduction aus Gleichung (10)

$$A = (p+q)\left(b+\frac{N-1}{2}\right). \quad . \quad . \quad . \quad (10^a)$$

und aus Gleichung (11)

$$^{a}M_m = (p+q)\frac{\lambda}{2}\left[m(N-m)+a(N+2b-1)\right], \quad . \quad . \quad . \quad (12)$$

ein Werth, welcher für $\lambda' = 0$ oder $a = 0$ in den durch Gleichung (5) gegebenen übergeht.

Setzt man in Gleichung (11) $m-1$ statt m, so erhält man das Angriffsmoment für den $(m-1)^{ten}$ Lastpunkt

$$^{a}M_{m-1} = (p+q)\lambda\left[\frac{a+m-1}{a+N+c}\left\{b(c+N)+(N-1)\left(c+\frac{N}{2}\right)+dc\right\} - (m-1)\left(\frac{m-2}{2}+b\right)\right] \quad (13)$$

und für $a = c$ und $b = d$

$$^{a}M_{m-1} = (p+q)\frac{\lambda}{2}\left[(m-1)(N-m+1)+a(N+2b-1)\right] \quad . \quad . \quad . \quad (14)$$

ein Werth, welcher für $a = 0$ in den durch Gleichung (6) gegebenen übergeht.

Liegt der Drehpunkt D, wie dies bei Bestimmung der Spannungen in den Vertical- und Diagonalstäben der Polygonalträger der Fall ist, außerhalb und z. B. links von der Stützweite, so ergiebt sich, wenn mit l_m der Abstand jenes Drehpunkts von dem linken Stützpunkt bezeichnet wird, mit Bezug auf Fig. 5 und den Knotenpunkt c im m^{ten} Felde das Angriffsmoment

$$^{a}M = -A\,l_m + (p+q)\left[(l_m+\lambda)+(l_m+2\lambda)+\ldots\ldots(l_m+m\lambda)\right]. \quad . \quad . \quad . \quad (15)$$

Hierin ist für b als Drehpunkt

$$AN\lambda - (p+q)\lambda\left[(N-1)+(N-2)+\ldots\ldots 2+1\right] = 0, \text{ woraus der Auflagerdruck}$$

$$A = \frac{(p+q)}{N}\left[(N-1)+(N-2)+\ldots\ldots 2+1\right]. \quad . \quad . \quad . \quad (16)$$

Hierin bezeichnen $(p+q)\frac{N-1}{N}$, $(p+q)\frac{(N-2)}{N}$, $\ldots\ldots(p+q)\frac{1}{N}$ die Beiträge, welche die in den Knotenpunkten $1, 2\ldots\ldots N-1$ wirkenden Lasten zu dem Auflagerdruck liefern, mithin $(p+q)\frac{(N-m)}{N}$ und $(p+q)\frac{(N-(m+1))}{N}$ die Beiträge, welche die in den Knotenpunkten m und $m+1$ wirkenden Lasten zu demselben Auflagerdruck liefern. Werden die beiden letzten Beträge in den Werth von A, Gleichung (16), eingeschaltet und dieser so in Gleichung (15) eingeführt, so ergiebt sich, wenn der Factor von $p+q$ in Gleichung (15) zur Erleichterung der Subtraction mit N multiplicirt und dividirt wird,

$$^{a}M = -\frac{(p+q)}{N}\left[(N-1)l_m+(N-2)l_m+\ldots(N-m)l_m+(N-(m+1))l_m+\ldots.2l_m+1\,l_m\right]$$

$$+\frac{(p+q)}{N}\left[N(l_m+\lambda)+N(l_m+2\lambda)+\ldots N(l_m+m\lambda)\right].$$

Hierin bezeichnen die Glieder $(p+q)\frac{(N-1)}{N}l_m$ bis $\frac{(p+q)(N-m)}{N}l_m$ der oberen Reihe und $(p+q)(l_m+\lambda)$ bis $(p+q)(l_m+m\lambda)$ der untern Reihe die Beiträge, welche die Belastungen in den Knotenpunkten 1 bis m; die Glieder $(p+q)\frac{(N-m-1)}{N}l_m$ bis $(p+q)\frac{1}{N}l_m$ in der obern Reihe die Beiträge, welche die Belastungen in den Knotenpunkten $(m+1)$ bis $N-1$ zu dem Angriffsmoment liefern. Wird die Subtraction Glied für Glied ausgeführt und hierauf summirt, so ergiebt sich das Angriffsmoment für den m^{ten} Knotenpunkt

$$^aM_m = \frac{(p+q)}{2N}\left[m(m+1)(l_m + N\lambda) - l_m(N-m)(N-(m+1))\right]. \qquad (17)$$

und, wenn hierin $m - 1$ statt m gesetzt wird, das Angriffsmoment für den $(m-1)^{ten}$ Knotenpunkt

$$^aM_{m-1} = \frac{(p+q)}{2N}\left[m(m-1)(l_m + N\lambda) - l_m(N-m)(N-(m-1))\right]. \qquad (18)$$

Aus diesen Gleichungen folgt, daß bei links von dem linken Stützpunkte gelegenem Drehpunkte die Belastungen vom 1ten bis m^{ten}, beziehungsweise 1ten bis $(m-1)^{ten}$ Knotenpunkt einen positiven und die Belastungen vom $(m+1)^{ten}$ bis $(N-1)^{ten}$, beziehungsweise m^{ten} bis $(N-1)^{ten}$ Knotenpunkt einen negativen Beitrag zu dem Angriffsmoment liefern.

Aus vorstehenden Gleichungen ergiebt sich daher das größte positive Angriffsmoment, wenn nur die Knotenpunkte links belastet, also nur die positiven Glieder beibehalten werden. Das größte negative Moment ergiebt sich, wenn nur die Knotenpunkte rechts belastet, also nur die negativen Glieder beibehalten werden.

Man erhält mithin für den m^{ten} Knotenpunkt

$$^aM_m \max = (p+q).\frac{m(m+1)}{2N}(l_m + N\lambda) \quad . \quad (19)$$

$$^aM_m \min = -(p+q).\frac{(N-m)(N-m+1)}{2N}l_m \qquad (20)$$

und für den $(m-1)^{ten}$ Knotenpunkt

$$^aM_{m-1} \max = (p+q).\frac{m(m-1)}{2N}(l_m + N\lambda) \quad . \quad (21)$$

$$^aM_{m-1} \min = -(p+q).\frac{(N-m)(N-m-1)}{2N}l_m. \quad (22)$$

Werden sämmtliche Belastungen beibehalten, so ergiebt sich durch Subtraction der beiden in der Klammer enthaltenen Glieder für den m^{ten} und $(m-1)^{ten}$ Knotenpunkt beziehungsweise

$$^aM_m = \frac{(p+q)}{2}\left[m(m+1)\lambda - (N-2m-1)l_m\right] \quad (23)$$

$$^aM_{m-1} = \frac{(p+q)}{2}\left[m(m-1)\lambda - (N-2m+1)l_m\right]. \quad (24)$$

b) Bei ungleichen und ungleich vertheilten Einzellasten.

Bezeichnen $P_,$ und $P_{,,}$ die Resultanten der bezugsweise links und rechts vom Schnitt $\alpha\beta$ gelegenen Lasten, $x_,$ und $x_{,,}$ die Abstände ihrer Schwerpunkte vom linken Stützpunkt, so ist das Angriffsmoment mit Bezug auf Figur 6 und für den im Abstande x gelegenen Drehpunkt c

$$^aM = Ax - P_,(x - x_,).$$

Hierin ist für b als Drehpunkt

$$Al - P_,(l - x_,) + P_{,,}(l - x_{,,}) = 0, \text{ woraus}$$

$$A = P_,\frac{(l - x_,)}{l} + P_{,,}\frac{(l - x_{,,})}{l}$$

und, wenn dieser Werth eingeführt wird,

$$^aM = P_,x_,\left(1 - \frac{x}{l}\right) + P_{,,}x\left(1 - \frac{x_{,,}}{l}\right).$$

Behalten, wie dies bei den Raddrücken von Eisenbahnzügen der Fall ist, sämmtliche Einzellasten ihre gegenseitigen Abstände, so verschieben sich auch die Schwerpunkte der beiden Lastantheile $P_,$ und $P_{,,}$ um die gleiche Größe $dx_, = dx_{,,}$. Wird nun derselbe Schnitt beibehalten, also x constant angenommen, so ergiebt sich durch Differentiation von ^aM nach $x_,$ und $x_{,,}$

$$\frac{d\,^aM}{dx_,} = P_,\left(1 - \frac{x}{l}\right) - P_{,,}.\frac{x}{l}$$

und aus diesem ersten Differentialquotienten, wenn derselbe Null gesetzt wird, die Proportion

$$\frac{P_,}{P_{,,}} = \frac{x}{l - x}. \qquad (25)$$

Das größte Angriffsmoment von ungleichen und ungleichvertheilten Lasten für einen beliebigen Schnitt entsteht mithin, wenn sich die Lastantheile $P_,$ und $P_{,,}$ zu beiden Seiten dieses Schnittes verhalten, wie die ihnen entsprechenden Theilstrecken der Spannweite, oder wenn die auf die Längeneinheit vertheilten Lasten beider Strecken einander möglichst gleich sind.

3) Die Angriffsmomente bei Einwirkung stetig und gleichförmig vertheilter Lasten.

Rücken gleiche Einzellasten sehr nahe zusammen, so entstehen stetig und gleichförmig vertheilte Lasten. Das Angriffsmoment für jeden Schnitt $\alpha\beta$ wird auch hier am größten, wenn zu beiden Seiten desselben volle Belastung stattfindet. In diesem Falle ist mit Bezug auf Fig. 7 und für die Belastung $p + q$ pro laufende Einheit das Angriffsmoment

$$^aM = Ax - (p+q)x.\frac{x}{2}.$$

Hierin ist für b als Drehpunkt $Al - (p+q)l.\frac{l}{2} = 0$,

woraus $A = (p+q)\frac{l}{2}$, mithin das größte Angriffsmoment für den Schnitt $\alpha\beta$

$$^aM = (p+q)\frac{l}{2}x - (p+q)\frac{x^2}{2} = (p+q)\frac{x}{2}(l-x). \qquad (26)$$

welches den Ordinaten einer gemeinen Parabel entspricht.

Für $x = 0$ und $x = l$ wird

$$^{a}M = 0,$$

mithin die Parabelordinate Null.

Durch Differentiation von ^{a}M nach x erhält man

$$\frac{d\,^{a}M}{dx} = (p + q)\left(\frac{l}{2} - x\right)$$

mithin, wenn dieser Werth Null gesetzt wird, für $x = \frac{l}{2}$ das relativ größte Angriffsmoment

$$^{a}M_{max} = (p + q)\frac{l^2}{8} \ldots \quad (27)$$

Für $p + q = 904$ Kilogr., pro laufenden Meter und $l = 10$ Meter ergiebt sich

$$^{a}M_{max} = 904 \cdot \frac{100}{8} = 11300 \text{ Kilogrmtr.}$$

Trägt man diesen Werth in der Mitte der Spannweite als Ordinate auf, so erhält man den Scheitel der Parabel, welche die größten Angriffsmomente repräsentirt und sich auf die bekannte, in Fig. 12, Taf. 22—23, dargestellte Weise construiren läßt.

Um diejenige gleichförmig vertheilte Last q zu finden, welche dasselbe Angriffsmoment auf die Mitte des in Fig. 8, Tafel 21, dargestellten Trägers hervorbringt, als die in seiner Mitte wirkende Einzellast p, die in den Entfernungen $l_{,}$ $l_{,,}$.. vom linken Stützpunkt liegenden Einzellasten $p_{,}$ $p_{,,}$ ... und die in den Entfernungen l' l''.. vom rechten Stützpunkt liegenden Einzellasten p' p'' ... zusammen, so ist, wenn P diejenige in der Mitte wirkende Einzellast bezeichnet, welche das gleiche Angriffsmoment erzeugt, wie sämmtliche Einzellasten:

$$P = p + \frac{p_{,}l_{,} + p_{,,}l_{,,} + \ldots p'l' + p''l'' + \ldots}{\frac{l}{2}} \quad (28)$$

und die ihr äquivalente, gleichförmig vertheilte Last für die laufende Einheit

$$q = \frac{2P}{l} = \frac{2p}{l} + \frac{4(p_{,}l_{,} + p_{,,}l_{,,} + \ldots p'l' + p''l'' + \ldots)}{l^2} \ldots \quad (29)$$

II. Die Widerstandsmomente der Brückenträger.

1) Die Widerstandsmomente der Balkenträger mit offengebauten und geschlossenen Wandungen.

Jeder Brückenträger bildet einen Winkelhebel, dessen einer Arm von den angreifenden, dessen anderer Arm von den widerstehenden Kräften ergriffen wird, und muß ein Moment seiner widerstehenden Kräfte oder ein Widerstandsmoment entwickeln, welches dem Moment der ihn angreifenden Kräfte oder seinem Angriffsmoment mindestens gleich ist. Bezeichnen S und P beziehungsweise die Resultanten der in einem Schnitt $\alpha\beta$ des Trägers sich entwickelnden horizontalen Spannungen und Pressungen, welche ein Kräftepaar bilden und an den Hebelsarmen c_s und c_p wirken, so ist

$$^{a}M = Sc_s + Pc_p. \ldots \quad (30)$$

Hierin erscheinen die Horizontalwiderstände S und P als eine Summe von Zugspannungen K_s und Druckspannungen K_p, welche in den ihnen entsprechenden Flächenelementen df_s und df_p stattfinden und proportinal mit ihren Abständen y_s und y_p von der ihrer Lage nach noch zu bestimmenden Drehaxe wachsen. Man erhält daher, wenn s und p die Zug- und Druckspannungen in den äußersten Fasern, a_s und a_p die Abstände der Letzteren von der Drehaxe, mithin $\frac{s}{a_s}$ und $\frac{p}{a_p}$ die Zug und Druckspannungen in dem Einheitsabstand von dieser Drehaxe bedeuten,

$$k_s = \frac{s}{a_s}y_s \text{ und } k_p = \frac{p}{a_p}y_p \ldots \quad (31)$$

und für die Zug- und Druckspannungen in den Flächentheilchen df_s und df_p

$$df_s k_s = \frac{s}{a_s}df_s . y_s \text{ und } df_p k_p = \frac{p}{a_p}df_p . y_p, \quad (32)$$

worin $df_s y_s$ und $df_p y_p$ die statischen Momente der gezognen und gedrückten Flächentheilchen df_s und df_p, bezogen auf die Drehaxe, bezeichnen. Um die Summe S und P der in den gezognen und gedrückten Theilen f_s und f_p der ganzen Querschnittsfläche stattfindendeu Zug- und Druckspannungen zu erhalten, hat man nur die statischen Momente m_s und m_p dieser Theile zu nehmen und erhält daher, wenn mit b_s und b_p die Abstände ihrer Schwerpunkte von der Drehaxe bezeichnet werden,

$$S = \frac{s}{a_s}f_s b_s = \frac{s}{a_s}m_s \text{ und } P = \frac{p}{a_p}f_p b_p = \frac{p}{a_p}m_p. \quad (33)$$

Innerhalb der Elasticitätsgrenzen der Materialien, welche bei Bauconstructionen nie erreicht werden dürfen, kann die Zug- und Druckspannung in dem Einheitsabstand von der Drehaxe gleich, oder

$$\frac{s}{a_s} = \frac{p}{a_p} \ldots \quad (34)$$

gesetzt werden. Hieraus folgt wegen

$$S = P \ldots \quad (35)$$

aus der Gleichung (33)

$$m_s = m_p = f_s b_s = f_p b_p. \ldots \quad (36)$$

Unter jener Voraussetzung sind mithin die statischen Momente der Flächentheile f_s und f_p einander gleich, die Drehaxe geht durch die Schwerlinie der Querschnittsfläche

und bildet die neutrale Axe für Zug und Druck. Aus Gleichung (36) ergiebt sich

$$\frac{f_s}{f_p} = \frac{b_p}{b_s}, \quad \ldots \ldots (37)$$

d. h. es verhalten sich die Flächentheile f_s und f_p umgekehrt wie die Abstände ihrer Schwerpunkte von der neutralen Axe.

Für den besondern Fall, wo wie beim Schmiedeeisen $s = p$, folgt aus Gleichung (34), wenn mit h die ganze Höhe des Trägers bezeichnet wird,

$$a_s = a_p = \frac{h}{2}, \quad \ldots \ldots (38)$$

d. h. daß für diesen Fall die neutrale Axe durch die Mitte des Querschnittes geht. Alsdann ist auch, wenn $f_s + f_p = f$ und $b_s + b_p = b$ gesetzt wird,

$$f_s = f_p = \frac{f}{2} \quad \ldots \ldots (39)$$

und

$$b_s = b_p = \frac{b}{2}. \quad \ldots \ldots (40)$$

Die Bestandtheile Sc_s und Pc_p des Widerstandsmoments ${}^wM$ erscheinen als die Summe der Momente aller einzelnen, durch Gleichung (32) dargestellten Flächenspannungen $\frac{s}{a_s} df_s . y_s$ und $\frac{p}{a_p} . df_p . y_p$, welche beziehungsweise an den Hebelsarmen y_s und y_p wirken, mithin die Momente $\frac{s}{a_s} df_s . y_s^2$ und $\frac{p}{a_p} . df_p . y_p^2$ entwickeln. Hierin bezeichnen die Summen t_s und t_p von $df_s y_s^2$ und $df_p . y_p^2$ die auf die neutrale Axe bezogenen Trägheitsmomente der Flächen f_s und f_p, mithin ist unter Berücksichtigung der Gleichung (34) das Widerstandsmoment

$${}^wM = \frac{s}{a_s}(t_s + t_p) = \frac{p}{a_p}(t_s + t_p). \quad . \ (41)$$

und wenn mit t das Trägheitsmoment der ganzen Querschnittsfläche bezeichnet wird,

$${}^wM = \frac{s}{a_s} t = \frac{p}{a_p} . t \quad \ldots (42)$$

Um das Widerstandsmoment des in Fig. 21, Taf. 22—23, dargestellten Blechträgers bei einer größten Spannung von 1600 Kilogr. pro □Cent. zu bestimmen, ergiebt sich zunächst

$$a_s = \frac{f_1 a_1 + f_2 a_2 + f_3 a_3 + f_4 a_4}{F},$$

worin $f_1 = 2.33 = 66$ und $a_1 = 99;$

$f_2 = 2(8.1 + 9.1) = 34$ und $a_2 = 100 - 11 + 6{,}38 = 95{,}38:$

$f_3 = 98.1 = 98$ und $a_3 = \frac{98}{2} = 49;$

$f_4 = 4.16 = 64$ und $a_4 = \frac{16}{2} = 8;$

ferner $F = f_1 + f_2 + f_3 + f_4 = 66 + 34 + 98 + 64 = 262$, daher

$$a_s = \frac{66.99 + 34.95{,}38 + 98.49 + 64.8}{262} = 57{,}60 \text{ Centim.},$$

mithin $a_p = 100 - a_s = 100 - 57{,}60 = 42{,}40$ Centim.

Das ganze Trägheitsmoment erhält man, wenn das Trägheitsmoment des gedrückten und gezogenen Theils besonders entwickelt und auf die neutrale Axe bezogen wird, aus

$$t = \frac{1}{3}[33.\overline{42{,}40}^3 - 14.\overline{40{,}4}^3 - 16.\overline{39{,}4}^3 - 2.\overline{31{,}4}^3 + 5.\overline{57{,}6}^3 - 4.\overline{41{,}6}^3],$$

$$= \frac{1}{3}[2515426 - 923150 - 978608 - 61918 + 955515 - 287965] = 406433.$$

Führt man diese Werthe, sowie die Spannung $s = p = 1600$ Kilogr. ein, so ergiebt sich

$${}^wM = \frac{1600}{57{,}60} 406433 = 11289807 \text{ Kilogrcentim.}$$

Andererseits liefern für das Widerstandsmoment die Gleichungen (30) und (33) den Ausdruck

$${}^wM = \frac{s}{a_s} f_s b_s c_s + \frac{p}{b_p} f_p b_p c_p, \quad \ldots \ldots \ldots (43)$$

welcher wegen Relation (34) übergeht in

$${}^wM = \frac{s}{a_s}(f_s b_s c_s + f_p b_p c_p) = \frac{p}{a_p}(f_p b_p c_p + f_s b_s c_s) \quad \ldots \ldots (44)$$

und dessen Klammern ebenfalls das Trägheitsmoment t der ganzen Querschnittsfläche darstellen.

Aus Gleichung (44) folgt, daß bei gleichen Flächentheilen f_s und f_p das Widerstandsmoment um so größer wird, je größer nicht nur die Abstände b_s und b_p ihrer Schwerpunkte von der neutralen Axe, sondern auch die auf dieselbe Axe bezogenen Hebelsarme c_s und c_p der Resultanten aller Spannungen und Pressungen sind, d. h. je mehr man jene Flächentheile des Querschnittes concentrirt und von der neutralen Axe entfernt anordnet, ein Umstand, welcher, insbesondere bei größeren Spannweiten, also bedeutenden Widerstandsmomenten, für den offengebauten Balkenträger spricht.

Aus der Gleichung (44) ergiebt sich wegen Relation (36) und, wenn $c_s + c_p = c$ gesetzt wird,

$$^wM = \frac{s}{a_s} f_s b_s c = \frac{p}{a_p} f_p b_p c \quad . \quad . \quad (45)$$

und wenn, wie bei den meisten offengebauten Trägern, die im Verhältniß zu ihrer Höhe sehr niedrige Gurtungen haben, der Hebelsarm c der Resultanten aller Zug- und Druckspannungen mit dem Abstande b der Gurtungsschwerpunkte beinahe zusammenfällt, annäherungsweise:

$$^wM = \frac{s}{a_s} f_s b_s b = \frac{p}{a_p} f_p b_p b. \quad . \quad (46)$$

Bestehen, wie für schmiedeeiserne Träger, die Relationen (38), (39) und (40), so ergiebt sich aus Gleichung (45),

$$^wM = s . \frac{f}{2} . \frac{b}{h} c = p . \frac{f}{2} . \frac{b}{h} c \quad . \quad (47)$$

und wenn unter der oben gemachten Voraussetzung der Abstand c der Spannungsresultanten mit dem Abstande b der Schwerpunkte der Gurtungsflächen verwechselt werden kann, der Näherungswerth

$$^wM = s . \frac{f}{2} . \frac{b^2}{h} = p . \frac{f}{2} . \frac{b^2}{h} \; . \; . \; . \quad (48)$$

Sind außerdem die Gurtungen für sich so niedrig, daß der Abstand ihrer Schwerpunkte von der Entfernung ihrer äußersten Fasern so wenig abweicht, daß man ohne Nachtheil für die Construction b = h setzen kann, so ergiebt sich als zweiter Näherungswerth

$$^wM = s . \frac{f}{2} . h = p . \frac{f}{2} . h . \; . \; . \; . \quad (49)$$

Durch Gleichsetzung der Werthe in Gleichung (42) und (45) erhält man, mit Bezug auf Relation (36) den Hebelsarm der Resultanten aller Spannungen und Pressungen aus

$$c = \frac{t}{m_s} = \frac{t}{m_p}, \quad . \; . \; . \; . \; . \quad (50)$$

woraus folgt, daß derselbe dem Quotienten aus dem statischen Momente entweder des gezogenen oder gedrückten Theils der Querschnittsfläche in deren Trägheitsmoment gleich ist.

In den durch die Gleichung (33) dargestellten Werthen von S und P läßt sich die Fläche f_s mit der mittlern Zugspannung $\frac{s}{a_s} b_s$ durch eine Fläche $f_s{}^c$ mit der größten Zugspannung s und die Fläche f_p mit der mittleren Druckspannung $\frac{p}{a_p} . b_p$, durch eine Fläche $f_p{}^c$ mit der größten Druckspannung p ersetzen. Für diesen Fall muß

$$S = \frac{s}{a_s} b_s f_s = s f_s{}^c \text{ und } P = \frac{p}{a_p} b_p f_p = p f_p{}^c \quad (51)$$

sein, woraus

$$f_s{}^c = f_s \frac{b_s}{a_s} \text{ und } f_p{}^c = f_p . \frac{b_p}{a_p} . \; . \; . \quad (52)$$

Die Flächen $f_s{}^c$ und $f_p{}^c$ der größten constanten Zug- und Druckspannung verhalten sich mithin zu den Flächen f_s und f_p des Querschnitts, wie die Abstände b_s und b_p der Schwerpunkte zu den Abständen a_s und a_p der äußersten Fasern dieser letzteren.

Werden die Werthe von $f_s{}^c$ und $f_p{}^c$ in die Gleichung (45) eingeführt, so ergiebt sich das Widerstandsmoment auch

$$^wM = s f_s{}^c . c = p . f_p{}^c . c, \quad . \; . \; . \; . \quad (53)$$

worin c den Abstand der Schwerpunkte der Flächen $f_s{}^c$ und $f_p{}^c$ bezeichnet. Die Flächen f_s und f_p erfahren die durch Gleichung (31) dargestellten Spannungen k_s und k_p, welche den Abständen y_s und y_p von der neutralen Axe proportional, mithin in der neutralen Axe, für welche $y_s = 0$ und $y_p = 0$ ist, verschwinden und nur in den äußersten Fasern, für welche $y_s = a_s$ und $y_p = a_p$ ist, beziehungsweise der größten Spannung s und Pressung p gleich werden. Besitzen die Flächentheilchen df_s und df_p hier die Breiten z_s und z_p und die Höhe 1, so ergeben sich aus Gleichung (32) für dieselben die Spannungen $s z_s$ und $p z_p$, worin $\frac{s}{p} = \frac{a_s}{a_p}$. Stellt man die Spannung $s z_s$ im Abstande a_s von der neutralen Axe durch die Breite z_s dar, so ergiebt sich die Pressung $p z_p = s . \frac{a_p}{a_s} z_p = s . z_p'$, wo $z_p' = z_p \frac{a_p}{a_s}$ durch die in Fig. 11, Taf. 21, dargestellte Construction gefunden wird. Stellt man die Pressung $p z_p$ im Abstande a_p von der neutralen Axe durch die Breite z_p dar, so erhält man die Spannung $s z_s = p . \frac{a_s}{a_p} . z_s = p . z_s'$, wo $z_s' = z_p . \frac{a_s}{a_p}$ durch eine ähnliche Construction erhalten wird. Sind auf diese Weise die in Fig. 10 und 11 schraffirten Flächen $f_s{}^c$ und $f_p{}^c$ construirt und deren Schwerpunkte ermittelt, so stellen diese die Angriffspunkte der Resultanten S und P sämmtlicher Zug-

und Druckspannungen, mithin deren Abstände die Hebelsarme c dieser Resultanten dar.

Legt man den auf Tafel 22—23, Fig. 21, dargestellten Träger zu Grunde, so erhält man den der größten constanten Zug- und Druckspannung entsprechenden „reducirten" Querschnitt durch die in Fig. 13, Taf. 21, ausgeführte Construction, bei welcher die größte Zugspannung $s z_s$ in der Entfernung $a_s = 57{,}6$ Centim. von der neutralen Axe mit der Breite $z_s = 5$ Centim. als Spannungseinheit angenommen ist. Die in dem Abstand $a_p = 42{,}4$ Centim. von der neutralen Axe befindliche größte Druckspannung ist alsdann $p z_p = s . z_p'$ und wird daher durch die reducirte Breite

$$z_p' = z_p \cdot \frac{a_p}{a_s} = 33 \cdot \frac{42{,}4}{57{,}6} = 33 . 0{,}736 = 24{,}29 \text{ Centim.}$$

dargestellt. Auf ähnliche Weise sind alle übrigen reducirten Breiten der massiven und durchbrochenen Theilflächen des Querschnitts construirt und so der durch Schraffirung hervorgehobne reducirte Querschnitt erhalten worden.

Bezeichnen hierin mit Bezug auf Fig. 12, Taf. 21, $z_{,}$ $z_{,,}$ $z_{,,,}$ .... die Breiten der einzelnen Theilflächen, $a_{,}$ $a_{,,}$ $a_{,,,}$ .... deren Abstände von der neutralen Axe, so ergiebt sich der Abstand des Schwerpunkts dieses Theils des reducirten Querschnitts von der neutralen Axe

$$z_s = \frac{{}^2/_3 \left[z_1 a_1^2 - z_2 a_2^2 + z_3 a_3^2 - z_4 a_4^2 + z_5 a_4^2\right]}{z_1 a_1 - z_2 a_2 + z_3 a_3 - z_4 a_4 + z_5 a_4},$$

mithin, wenn z. B. für den gezogenen Theil des reducirten Querschnitts, siehe Taf. 22, Fig. 10, die Werthe eingeführt werden:

$$z_s = \frac{{}^2/_3 \left[5 . \overline{57{,}6}^2 - 4 . \overline{47{,}6}^2 + 3{,}95 . \overline{45{,}6}^2 - 3{,}6 . \overline{41{,}6}^2 + 0{,}72 . \overline{41{,}6}^2\right]}{5 . 57{,}6 - 4 . 47{,}6 + 3{,}95 . 45{,}6 - 3{,}6 . 41{,}6 + 0{,}72 . 41{,}6} = 45{,}33 \text{ Centim.}$$

und in ähnlicher Weise für den gedrückten Theil des reducirten Querschnitts

$$z_p = 34{,}80 \text{ Centim.}$$

Annähernd lassen sich diese Abstände der Schwerpunkte der reducirten Querschnittsfläche auf graphostatischem Wege bestimmen, wenn man die Flächeninhalte jener Theilflächen bestimmt, zu dem Kräftepolygon zusammensetzt, hieraus das Seilpolygon ableitet und zuletzt die Durchschnittspunkte der ersten und letzten Polygonseite aufsucht, wie dies in Fig. 13, Taf. 21, gleichfalls geschehen ist.

2) Die Widerstandsmomente der Träger aufgehängter und gestützter Brücken.

Während die Träger der eisernen Balkenbrücken gleichzeitig einen Zug- und einen Druckwiderstand entwickeln, erzeugen die Träger der aufgehängten Brücken nur einen Zugwiderstand und die Träger der gestützten Brücken nur einen Druckwiderstand.

Bezeichnet S und P beziehungsweise die horizontale Componente dieses Zug- und Druckwiderstandes, y deren Hebelsarm in Bezug auf eine durch den Stützpunkt a, s. Fig. 14 und 15, gelegte Horizontale, f die Pfeilhöhe, so ist für die Abscissen x und $\frac{1}{2}$ das Widerstandsmoment eines Trägers der Hängbrücken

$$^wM = Sy \text{ und } ^wM = Sf, \quad . \quad . \quad . \quad (54)$$

der Stützbrücken

$$^wM = Py \text{ und } ^wM = Pf. \quad . \quad . \quad . \quad (55)$$

Bezeichnet f_s und f_p die lothrechte Querschnittsfläche dieser Träger, s und p den größten zulässigen horizontalen Widerstand gegen Zug und Druck, so ist $S = f s$ und $P = f p$, mithin ergiebt sich aus den Gleichungen (54)

$$^wM = s f_s y \text{ und } ^wM = s f_s f \quad . \quad . \quad (56)$$

und aus den Gleichungen (55)

$$^wM = p f_p y \text{ und } ^wM = p f_p f. \quad . \quad . \quad (57)$$

III. Die Ausgleichung der Angriffsmomente und Widerstandsmomente in den Trägern eiserner Brücken.

Das Angriffsmoment ist eine Function der angreifenden Kräfte K nach deren Zahl, Größe, Richtung und wagrechter Vertheilung, mithin allgemein $^aM = f(K, x)$, das Widerstandsmoment ist eine Function der widerstehenden Horizontalkräfte H nach deren Zahl, Größe und lothrechten Vertheilung, daher allgemein $^wM = F(H, y)$.

Da das Angriffsmoment gegeben, und von der Abscisse x abhängig ist, das Widerstandsmoment aber zur Herstellung des Gleichgewichts gegen Drehung dem Angriffsmoment mindestens gleich sein muß, so ändert sich auch das Widerstandsmoment mit der Abscisse x. Wird der Brückenträger so angeordnet, daß für jede Abscisse x die Relation

$$^wM = {}^aM \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (58)$$

stattfindet, so entstehen die Träger von gleichem Widerstand, wird der Träger dagegen so angeordnet, daß

$$^wM > {}^aM, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (59)$$

so entstehen die Träger von ungleichem Widerstand. Wo nicht besondere Gegengründe vorliegen, erfordert die Oekonomie der Construction die Herstellung von Trägern mit gleichem oder möglichst gleichem Widerstand.

Da das Widerstandsmoment im Allgemeinen das Product aus einem Horizontalwiderstande H in dessen Hebelsarm y, also

$$^wM = Hy \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (60)$$

ist, so kann der Bedingung (58) in der dreifachen Weise genügt werden, daß entweder $H = H_c$ constant und y variabel

oder H variabel und $y = y_0$ constant oder H und y variabel, daß mithin

$$\text{entweder } H_0 . y = {}^aM \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (61)$$

$$\text{oder } H . y_0 = {}^aM \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (62)$$

$$\text{oder } H . y = {}^aM \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (63)$$

ist. Im ersten Falle ergeben sich die Träger von gleichem Widerstand mit constantem Verticalschnitt und variabler Höhe, also die Träger mit gekrümmten Rahmen (Polygonalträger, Bogenträger), im zweiten Falle die Träger von ungleichem Widerstand mit variablem Verticalschnitt und constanter Höhe, also die Träger mit geraden und parallelen Rahmen (Parallelträger), im dritten Falle Träger von gleichem Widerstand mit variablem Querschnitt und variabler Höhe, wobei die Wandungen aller dieser Träger geschlossene oder offengebaute sein können.

Zweiter Abschnitt.

Die Verticalscheerkräfte und Verticalscheerwiderstände der Brückenträger.

I. Die Verticalscheerkräfte.

1) Die Verticalscheerkräfte bei Einwirkung einer beliebig gelegenen Einzellast.

Liegt die Last P rechts von dem Schnitt $\alpha\beta$, so ist die in demselben wirkende Verticalscheerkraft, wenn alle aufwärts wirkenden Kräfte mit dem positiven, alle abwärts wirkenden Kräfte mit dem negativen Vorzeichen versehen werden, mit Bezug auf Fig. 16

$$V = A = P . \frac{l_{\prime\prime}}{l}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (64)$$

mithin positiv und um so größer, je größer A oder je größer $l_{\prime\prime}$, d. h. je näher P dem Schnitt $\alpha\beta$ rückt.

Liegt die Last P links von dem Schnitt $\alpha\beta$, siehe Fig. 17, so ist die in demselben wirkende Verticalscheerkraft

$$V = A - P = P . \frac{l_{\prime\prime}}{l} - P, \quad . \quad . \quad (65)$$

mithin, weil $A < P$ ist, negativ und um so größer, je kleiner A oder je kleiner $l_{\prime\prime}$, d. h. je näher P dem Schnitt $\alpha\beta$ rückt.

Eine Einzellast erzeugt daher eine **positive** oder **negative** Verticalscheerkraft, je nachdem sie rechts oder links von dem fraglichen Schnitte liegt, und diese Verticalscheerkraft ist um so größer, je näher die Last dem Schnitte rückt.

2) Die Verticalscheerkräfte bei Einwirkung mehrerer Einzellasten.

a) Bei gleichen und gleichvertheilten Einzellasten.

Bezeichnet N die beliebige Zahl der Abstände von der Länge λ, in welchen die gleichen Lasten $p + q$ wirken, so ist mit Bezug auf Fig. 3 die Verticalscheerkraft für den m^{ten} Knotenpunkt bei voller Belastung

$$V_m = A - (p + q) m$$

und, wenn aus Gleichung (16) der Werth für A eingeführt und zur Erleichterung der Subtraction jede der m Belastungen q mit N multiplicirt und dividirt wird,

$$V_m = \frac{(p+q)}{N} [(N-1) + (N-2) + \ldots . (N-m) + (N-m-1) + \ldots . 2 + 1] -$$

$$- \frac{(p+q)}{N} (N \qquad + N \qquad + \ldots . N \qquad).$$

Wird die Subtraction Glied für Glied ausgeführt, so ergiebt sich

$$V_m = \frac{p+q}{N} [-(1 + 2 + \ldots . + m) + (N - m - 1) + \ldots . 2 + 1]$$

und wenn die beiden so gebildeten Reihen summirt werden,

$$V_m = \frac{(p+q)}{N} \left[- \frac{m(m+1)}{2} + \frac{(N-m)(N-m-1)}{2} \right] . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (66)$$

Hierin bezeichnet das negative Glied den Beitrag, welchen die m vom 1ten bis m^{ten} Knotenpunkte und das positive Glied den Beitrag, welchen die $N - m - 1$ vom $(m+1)^{ten}$ bis $(N-1)^{ten}$ Knotenpunkte vertheilten Lasten zur Verticalscheerkraft liefern.

Werden daher die m Knotenpunkte links von q entlastet, also nur das negative Glied beibehalten, siehe Fig. 18, so erhält man das positive Maximum der Lasten q

$$V_m \max = \frac{q}{2N} (N - m)(N - m - 1), \quad . \quad (67)$$

werden die $N - m - 1$ Knotenpunkte rechts von q entlastet, siehe Fig. 19, also nur das negative Glied beibehalten, so erhält man das negative Maximum der Lasten q

$$V_m \min = -\frac{q}{2N} . m(m+1) \quad . \quad . \quad (68)$$

Dagegen ergiebt sich, wenn sämmtliche Belastungen p wirken, also beide Glieder beibehalten werden, nach ausgeführter Subtraction, für die Lasten p

$$V_m = p \frac{(N-2m-1)}{2}, \quad . \quad . \quad . \quad (69)$$

woraus folgt, daß in diesem Falle die Verticalscheerkraft für $m < \frac{N-1}{2}$ positiv, für $m = \frac{N-1}{2}$ Null und für $m > \frac{N-1}{2}$ negativ wird.

Für den Knotenpunkt C im $(m-1)^{ten}$ Felde erhält man durch Vertauschung von $m-1$ mit m in Gleichung (66)

$$V_{m-1} = \frac{p+q}{N}\left[-\frac{m(m-1)}{2} + \frac{(N-m)(N-m+1)}{2}\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (70)$$

und hieraus in ähnlicher Weise das positive Maximum der Lasten q

$$V_{m-1} \max = \frac{q}{2N}(N-m)(N-m+1), . \quad (71)$$

das negative Maximum der Lasten q

$$V_{m-1} \min = -\frac{q}{2N} m(m-1) \quad . \quad . \quad (72)$$

und bei voller Belastung durch p die Verticalscheerkraft

$$V_{m-1} = p \frac{(N-2m+1)}{2}, \quad . \quad . \quad (73)$$

welche für $m < \frac{N+1}{2}$ positiv, für $m = \frac{N+1}{2}$ Null und für $m > \frac{N+1}{2}$ negativ wird.

Für den $(m-2)^{ten}$ Knotenpunkt erhält man durch Vertauschung von $m-2$ mit m in Gleichung (66)

$$V_{m-2} = \frac{(p+q)}{N}\left[-\frac{(m-1)(m-2)}{2} + \frac{(N-m+1)(N-m+2)}{2}\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (74)$$

und hieraus in analoger Weise das positive Maximum der Lasten q

$$V_{m-2} \max = \frac{q}{2N}(N-m+1)(N-m+2), \quad (75)$$

das negative Minimum der Lasten q

$$V_{m-2} \min = \frac{q}{2N}(m-1)(m-2), \quad . \quad (76)$$

die voller Belastung durch p die Verticalscheerkraft

$$V_{m-2} = \frac{p}{2}(N-2m+3), \quad . \quad . \quad . \quad (77)$$

welche für $m < \frac{N+3}{2}$ positiv, für $m = \frac{N+3}{2}$ Null und für $m > \frac{N+3}{2}$ negativ wird.

Werden die der ständigen Belastung p und beweglichen Belastung q entsprechenden Werthe addirt, so ergeben sich die Totalwerthe

$$V_m \max = p\frac{(N-2m-1)}{2} + q\frac{(N-m)(N-m-1)}{2N}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (78)$$

$$V_m \min = p\frac{(N-2m-1)}{2} - q\frac{m(m+1)}{2N} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (79)$$

und

$$V_{m-1} \max = p\frac{(N-2m+1)}{2} + q\frac{(N-m)(N-m+1)}{2N}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (78a)$$

$$V_{m-1} \min = p\frac{(N-2m+1)}{2} - q\frac{m(m-1)}{2N} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (79a)$$

Setzt man p = 204 Kilogr., q = 700 Kilogr. und N = 10, so erhält man z. B.

$$V_m \max = 204.\frac{(9-2m)}{2} + 700.\frac{(10-m)(9-m)}{2.10} = 102(9-2m) + 35(10-m)(9-m),$$

mithin für $m = 0$, $V_0 \max = 918 + 3150 = + 4068$ Kilogr., $m = 5$, $V_5 \max = -102 + 700 = + 598$ Kilogr.

$m = 1$, $V_1 \max = 714 + 2520 = + 3234$ „ $m = 6$, $V_6 \max = -306 + 420 = + 114$ „

$m = 2$, $V_2 \max = 510 + 1960 = + 2470$ „ $m = 7$, $V_7 \max = -510 + 210 = -300$ „

$m = 3$, $V_3 \max = 306 + 1470 = + 1776$ „ $m = 8$, $V_8 \max = -714 + 70 = -644$ „

$m = 4$, $V_4 \max = 102 + 1050 = + 1152$ „ $m = 9$, $V_9 \max = -918 + 0 = -918$ „

Werden diese Werthe für die ständige und bewegliche Belastung, sowohl einzeln als zusammen aufgetragen, so ergeben sich die graphischen Darstellungen der größten verticalen Scheerkräfte in Fig. 4, 7 und 10 der Tafel 22—23.

Die mittleren, beziehungsweise dem ständigen, beweglichen und Gesammtgewichte entsprechenden Proportionalen V_p, V_q und V_{p+q} der größten verticalen Scheerkräfte im m^{ten} und $(m-t)^{ten}$ Knotenpunkte sind den später zu entwickelnden verticalen Scheerkräften der entsprechenden stetig und gleichförmig vertheilten Belastungen genau gleich und betragen für das ständige Gewicht p:

$$V_p = \frac{p}{2}\left[\frac{(N-2m-1)}{2} + \frac{(N-2m+1)}{2}\right] = \frac{p}{2}(N-2m), \quad \ldots \quad (80)$$

für das bewegliche Gewicht q

$$V_q = \frac{q}{2N}\left[\frac{(N-m)(N-m-1)}{2} + \frac{(N-m)(N-m+1)}{2}\right] = \frac{q}{2N}(N-m)^2, \quad \ldots \quad (81)$$

für das gesammte Gewicht p + q

$$V_{p+q} = V_p + V_q = p\,.\frac{N-2m}{2} + q\,\frac{(N-m)^2}{2N} \quad \ldots \quad (82)$$

Bezeichnen p_1 und q_1 die den Werthen p und q entsprechenden Belastungen für die laufende Einheit, so ist $p = p_1\lambda$ und $q = q_1\lambda$, ferner ist $N\lambda = l$ und $m\lambda = x$, woraus $N = \frac{l}{\lambda}$ und $m = \frac{x}{\lambda}$. Werden diese Werthe in obige Formeln substituirt, so ergiebt sich beziehungsweise

$$V_{p'} = p_1\left(\frac{l}{2} - x\right), \quad \ldots \quad (83)$$

$$V_{q'} = q_1\,\frac{(l-x)^2}{2l}, \quad \ldots \quad (84)$$

$$V_{p'+q'} = V_{p'} + V_{q'} = p_1\left(\frac{l}{2} - x\right) + q_1\,\frac{(l-x)^2}{2l}. \quad \ldots \quad (85)$$

Die graphischen Darstellungen der durch die ständige, bewegliche und gesammte Belastung erzeugten größten verticalen Scheerkräfte gleicher und gleichförmig vertheilter Einzellasten können daher aus denjenigen gleichförmig vertheilter, stetiger Lasten als ihrer mittleren Proportionale abgeleitet werden, wenn die größte Scheerkraft am linken Auflager bekannt ist. Setzt man p = 204 Kilogr., q = 700 Kilogr., l = 10, $\lambda = 1$, also N = 10, so ergiebt sich z. B. für m = 5

$$V_p = V_{p'} = 204(5-5) = 0.$$

$$V_q = V_{q'} = 700\,.\frac{5^2}{2.10} = 875 \text{ Kilogr.}$$

$$V_{p+q} = V_{p'+q'} = 0 + 875 = 875 \text{ Kilogr.}$$

Sind die Endbelastungen und deren Abstände von dem Stützpunkte von den übrigen verschieden, siehe Fig. 4, und bezeichnet $\lambda' = a\lambda$ den Abstand der Belastung $p' + q' = b(p+q)$ vom linken, $\lambda'' = c\lambda$ den Abstand der Belastung $p'' + q'' = d(p+q)$ vom rechten Stützpunkt, λ den Abstand der übrigen N — 1 Belastungen p + q von einander, so erhält man mit Bezug auf den m^{ten} Knotenpunkt die Verticalscheerkraft

$$V_m = A - (p' + q') - (p+q)m,$$

und wenn aus Gleichung (10) der Werth von A mit seinen, dem m^{ten} und $(m-1)^{ten}$ Lastpunkten entsprechenden Gliedern eingeführt, und das letztere Glied in seine einzelnen Glieder aufgelöst, sowie der bequemeren Subtraction wegen mit a + N + c multiplicirt und dividirt wird,

$$V_m = \frac{p+q}{a+N+c}[b(c+N) + (c+N-1) + \ldots (c+N-m) + (c+N-m-1) + \ldots (c+2) + (c+1) + d.c]$$
$$- \frac{p+q}{a+N+c}[b(a+N+c) + (a+N+c) + \ldots (a+N+c)],$$

mithin, wenn die Subtraction Glied für Glied ausgeführt wird,

$$V_m = \frac{p+q}{a+N+c}[-a.b - (a+1) - (a+2) - \ldots (a+m) + (c+N-m-1) + \ldots (c+2) + (c+1) + d.c].$$

Werden die negativen, den m Belastungen links, und die positiven, den N — m — 1 Belastungen rechts entsprechenden Glieder summirt und reducirt, so ergiebt sich

$$V_m = \frac{p+q}{a+N+c}\left[-a.b - m\left(a + \frac{m+1}{2}\right) + (N-m-1)\left(c + \frac{N-m}{2}\right) + c.d\right]. \quad . \quad . \quad (86)$$

Sind die Abstände λ', λ'' und die Belastungen $p' + q'$, $p'' + q''$ an den Enden einander gleich, also $a = c$ und $b = d$, so erhält man

$$V_m = \frac{p+q}{2a+N}\left[-m\left(a+\frac{m+1}{2}\right)-a.b+(N-m-1)\left(a+\frac{N-m}{2}\right)+a.b\right], \quad . \quad . \quad (87)$$

ein Werth, welcher für $\lambda' = 0$ oder $a = 0$ in den durch Gleichung (66) gegebenen übergeht.

Setzt man in Gleichung (86) $m - 1$ statt m, so erhält man die verticale Scheerkraft für den $m - 1^{ten}$ Knotenpunkt

$$V_{m-1} = \frac{p+q}{a+N+c}\left[-a.b-(m-1)\left(a+\frac{m}{2}\right)+(N-m)\left(c+\frac{N-m+1}{2}\right)+c.d\right] \quad (87a)$$

und für $a = c$ und $b = d$

$$V_{m-1} = \frac{p+q}{2a+N}\left[-(m-1)\left(a+\frac{m}{2}\right)-a.b+(N-m)\left(a+\frac{N-m+1}{2}\right)+a.b\right], \quad . \quad (88)$$

ein Werth, welcher für $a = 0$ in den durch Gleichung (70) gegebenen übergeht.

Aus den vorstehenden Werthen für V_m und V_{m-1} werden die Maximalwerthe und Minimalwerthe erhalten, indem man für die bewegliche Belastung q nur die positiven und beziehungsweise negativen Glieder, für die ständige Belastung p dagegen sämmtliche Glieder beibehält. So erhält man aus Gleichung (87)

$$V_m \max = \frac{p}{2}(N-2m-1)+\frac{q}{2a+N}\left[(N-m-1)\left(a+\frac{N-m}{2}\right)+a.b\right], \quad . \quad . \quad . \quad (89)$$

$$V_m \min = \frac{p}{2}(N-2m-1)-\frac{q}{2a+N}\left[m\left(a+\frac{m+1}{2}\right)+a.b\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (90)$$

und aus Gleichung (88)

$$V_{m-1} \max = \frac{p}{2}(N-2m+1)+\frac{q}{2a+N}\left[(N-m)\left(a+\frac{N-m+1}{2}\right)+a.b\right] \quad . \quad . \quad . \quad (91)$$

$$V_{m-1} \min = \frac{p}{2}(N-2m+1)-\frac{q}{2a+N}\left[(m-1)\left(a+\frac{m}{2}\right)+a.b\right]. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (92)$$

Setzt man annäherungsweise $b = 1$, so ergiebt sich aus den vier vorstehenden Gleichungen beziehungsweise:

$$V_m \max = \frac{p}{2}(N-2m-1)+\frac{q}{2a+N}\left[(N-m)\left(a+\frac{N-m-1}{2}\right)\right], \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (93)$$

$$V_m \min = \frac{p}{2}(N-2m-1)-\frac{q}{2a+N}\left[(m+1)\left(a+\frac{m}{2}\right)\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (94)$$

und

$$V_{m-1} \max = \frac{p}{2}(N-2m+1)+\frac{q}{2a+N}\left[(N-m+1)\left(a+\frac{N-m}{2}\right)\right], \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (95)$$

$$V_{m-1} \min = \frac{p}{2}(N-2m+1)-\frac{q}{2a+N}\left[m\left(a+\frac{m-1}{2}\right)\right]. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (96)$$

b) Bei ungleichen und ungleich vertheilten Einzellasten.

Bezeichnen $P_{,}$ und $P_{,,}$ die Resultanten der bezugsweise links und rechts vom Schnitt $\alpha\beta$ gelegenen Lasten, so ist mit Bezug auf Fig. 20

$$V = A - P_{,}$$

und da A aus den Beiträgen $P_{,}\frac{l_{,}}{l}$ und $P_{,,}\frac{l_{,,}}{l}$ besteht, welche ihm die Lasten $P_{,}$ und $P_{,,}$ liefern,

$$V = P_{,}\frac{l_{,}}{l} + P_{,,}\frac{l_{,,}}{l} - P_{,} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (97)$$

So lange $A > P_{,}$, mithin V positiv ist, wird A und daher V um so größer, je größer $l_{,}$ ist, d. h. je weiter die Last nach links rückt, ohne daß hierbei eine Einzellast die linken Stützpunkte überschreitet.

So lange $A < P_{,}$, mithin V negativ ist, wird A um so kleiner und daher V um so größer, je kleiner $l_{,}$, d. h. je weiter die Belastung nach rechts rückt, ohne daß hierbei eine Einzellast den rechten Stützpunkt überschreitet.

Aus Gleichung (97) ergiebt sich

$$V = -P_{,} \frac{(l - l_{,})}{l} + P_{,,} \cdot \frac{l_{,,}}{l}, \quad . \quad . \quad (98)$$

woraus wegen $l > l_{,}$ folgt, daß V sein positives Maximum erreicht, wenn nur rechts, und sein negatives Maximum, wenn nur links von dem Querschnitt sich Lasten befinden.

Die Verticalscheerkraft erreicht daher auch hier ihr Maximum, wenn eine Last am Schnitt $\alpha\beta$ liegt und zwar ihr positives oder negatives Maximum, je nachdem die Last möglichst dicht nur rechts oder nur links vom Schnitt $\alpha\beta$ wirkt.

3) Die Verticalscheerkraft bei Einwirkung stetig und gleichförmig vertheilter Lasten.

Liegt eine stetig und gleichförmig auf die Längeneinheit vertheilte Last q nur rechts von dem Schnitt $\alpha\beta$, so wird die Verticalscheerkraft V positiv und desto größer, je größer jene Last ist. V erreicht mithin sein positives Maximum, wenn diese stetige Last vom rechten Stützpunkt bis zum Schnitt $\alpha\beta$ reicht. In diesem Falle ist

$$V = A,$$

oder, da mit Bezug auf den Stützpunkt b die Momentengleichung $Al - q\frac{(l-x)^2}{2} = 0$ besteht, woraus $A = q\frac{(l-x)^2}{2l}$ gefunden wird, das positive Maximum

$$V = q\frac{(l-x)^2}{2l}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (99)$$

Liegt eine stetig und gleichförmig auf die Längeneinheit vertheilte Last q nur links von dem Schnitt $\alpha\beta$, so wird die Verticalscheerkraft negativ und desto größer, je größer jene Last ist. V erreicht daher sein negatives Maximum, wenn diese stetige Last vom linken Stützpunkt bis zum Schnitt $\alpha\beta$ reicht. In diesem Falle ist

$$V = A - qx$$

oder, da mit Bezug auf den Stützpunct b die Momentengleichung $Al - qx\left(l - \frac{x}{2}\right) = 0$ besteht, woraus $A = \frac{qx\left(l - \frac{x}{2}\right)}{l}$ gefunden wird, das negative Maximum

$$V = -\frac{qx^2}{2l}. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (100)$$

Läßt man den Abstand x des Schnitts $\alpha\beta$ von 0 bis l wachsen, so ergeben sich aus den Gleichungen (99) und (100) zwei gemeine Parabeln mit lothrechten Axen, wovon die erstere ihren Scheitel in $x = l$ und für $x = 0$ die größte positive Ordinate $V = \frac{ql}{2}$, die zweite ihren Scheitel in $x = 0$ und für $x = l$ die größte negative Ordinate $V = -\frac{ql}{2}$ hat, wie die in Fig. 17, Taf. 22—23, gegebene graphische Darstellung der größten Verticalscheerkräfte für eine stetig und gleichförmig vertheilte Last zeigt, welche sich im ersteren Falle von rechts nach links, siehe Fig. 15, im letzteren Falle von links nach rechts, siehe Fig. 16, bewegt.

Für eine über die ganze Länge l stetig und gleichförmig auf die Längeneinheit vertheilte Last p ergiebt sich die Verticalscheerkraft

$$V = A - px = p\frac{l}{2} - px = p\left(\frac{l}{2} - x\right). \ (101)$$

welche also durch eine gerade Linie dargestellt wird, die für $x = 0$, $x = \frac{l}{2}$ und $x = l$ beziehungsweise die Ordinaten $\frac{pl}{2}$, 0 und $-\frac{pl}{2}$ besitzt und auf Tafel 22—23, Fig. 14, dargestellt ist.

Wirkt die bewegliche Belastung q und die ständige Belastung p zugleich, so ergiebt sich aus der Summe der Werthe in Gleichung (101) und (99) die größte positive Verticalscheerkraft

$$(102) \quad . \quad . \quad . \quad V_{max} = p\left(\frac{l}{2} - x\right) + q\frac{(l-x)^2}{2l}, \text{ worin für } x = 0,\ V_{max} = (p+q)\frac{l}{2},$$

$$x = \frac{l}{2},\ V_{max} = \frac{ql}{8},$$

$$x = l,\ V_{max} = -p\frac{l}{2}.$$

Aus der Summe der Werthe in Gleichung (100) und (101) ergiebt sich die größte negative Verticalscheerkraft

$$(103) \quad . \quad . \quad . \quad V_{min} = p\left(\frac{l}{2} - x\right) - q\frac{x^2}{2l}, \text{ worin für } x = 0,\ V_{min} = p\frac{l}{2},$$

$$x = \frac{l}{2},\ V_{min} = -\frac{ql}{8},$$

$$x = l,\ V_{min} = -(p+q)\frac{l}{2}.$$

Setzt man bei einer Spannweite $l = 10$ Meter, $p = 204$, $q = 700$ Kilogr. pro Centim., so ist für die **ständige** Belastung:

$$V_x = p\left(\frac{l}{2} - x\right) = 204\,(5 - x),$$

also für $x = 0$; $V_0 = 1020$ Kilogr., für $x = \frac{l}{2} = 5$, $V_5 = 0$, für $x = l = 10$, $V_x = -1020$ Kilogr.

für die **bewegliche** Belastung:

$$V_x \max = q\,\frac{(l-x)^2}{2l} = 700.\frac{(10-x)^2}{2.10} = 35(10-x)^2,$$

also für $x = 0$, $V_0 \max = 3500$ Kilogr., für $x = \frac{l}{2} = 5$, $V_5 \max = 875$ Kilogr. und für $x = l = 10$, $V_{10} \max = 0$.

$$V_x \min = q.\frac{x^2}{2l} = 700.\frac{x^2}{2.10} = 35.x^2,$$

also für $x = 0$, $V_0 \min = 0$, für $x = \frac{l}{2} = 5$, $V_5 \min = -875$ Kilogr. und für $x = l = 10$, $V_{10} \min = -3500$ Kilogr.

Für die **gesammte** Belastung ist

$$V_x \max = p\left(\frac{l}{2} - x\right) + q\,\frac{(l-x)^2}{2l} = 204\,(5 - x) + 35\,(10 - x)^2,$$

also für $x = 0$, $V_0 \max = 1020 + 3500 = 4520$ Kilogr., für $x = \frac{l}{2} = 5$, $V_5 \max = 0 + 875 = 875$ und für $x = l = 10$, $V_{10} \max = -1020 + 0 = -1020$ Kilogr.

$$V_x \min = p\left(\frac{l}{2} - x\right) - q.\frac{x^2}{2l},$$

also für $x = 0$, $V_0 \min = 1020$ Kilogr., für $x = \frac{l}{2} = 5$, $V_5 \min = 0 - 875 = -875$, für $x = l = 10$, $V_{10} \min = -(1020 + 3500) = -4520$ Kilogr.

Aus vorstehenden Werthen sind die auf Taf. 22—23, Fig. 14, 17 und 20 gegebenen graphischen Darstellungen abgeleitet.

Bezeichnet man die Abscisse, für welche $V_{min} = 0$ wird, mit x_1, so erhält man dieselbe aus $0 = p\left(\frac{l}{2} - x_1\right) - q\,\frac{x_1^2}{2l}$, woraus

$$\frac{x_1}{l} = -\frac{p}{q} + \sqrt{\left(\frac{p}{q}\right)^2 + \frac{p}{q}}. \quad . \quad (104)$$

Auf die Entfernung x_1 vom linken und rechten Stützpunkt aus, kann V beziehungsweise nur **positiv** und **negativ**, innerhalb der Strecke $l - 2x_1$ in der Mitte aber **entweder positiv oder negativ** werden.

Aus Gleichung (104) ergiebt sich nach einiger Reduction

$$\frac{x_1}{l - x_1} = \sqrt{\frac{q}{p+q}}, \quad . \quad . \quad . \quad (104^a)$$

mithin **verhalten sich die Strecken x_1 und $l - x_1$ umgekehrt wie die Quadratwurzeln der auf denselben ruhenden Belastungen der laufenden Einheit.**

Ferner ergiebt sich

$$x_1 = l\,\frac{1}{\sqrt{\frac{p+q}{p}} + 1}$$

und für $l = 10$, $p = 204$ und $q = 700$

$$x_1 = 10.\frac{1}{\sqrt{\frac{904}{204}} + 1} = 3{,}22 \text{ Met.},$$

woraus der Abstand

$$\frac{l}{2} - x_1 = 5 - 3{,}22 = 1{,}78 \text{ Met.},$$

siehe Taf. 22—23, Fig. 20, gefunden wurde.

4) Beziehung zwischen dem Angriffsmoment und der Verticalscheerkraft.

Bezieht man die Momente aller angreifenden Kräfte auf das linke Auflager, so erhält man mit Bezug auf Fig. 21, Taf. 21

$$^aM = G_x g_x + V_x$$

und hieraus durch Differentiation nach x

$$\frac{d\,^aM}{dx} = d\,G_x.x + V + x\,dV.$$

Hierin ist $V = A - G_x$, mithin

$$dV = -dG_x$$

und wenn dies eingeführt wird,

$$\frac{d\,^aM}{dx} = V. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (105)$$

Die erste Ableitung des Angriffsmomentes nach x ist mithin der Verticalscheerkraft für die in Betracht gezogene Abscisse gleich.

II. Die Verticalwiderstände in den Brückenträgern.

Das Gleichgewicht gegen lothrecht fortschreitende Bewegung erfordert, daß den in den einzelnen Verticalschnitten der Brückenträger sich entwickelnden Verticalscheerkräften V Verticalwiderstände $\mathfrak{V}$ entgegengesetzt werden, welche ihnen mindestens gleich sind, daß also deren algebraische Summe

$$\mathfrak{V} + V = 0,$$

mithin

$$\mathfrak{V} = -V, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (106)$$

sei, also auch die Verticalwiderstände **positiv** (lothrecht auf-

wärts gerichtet oder negativ (lothrecht abwärts gerichtet) sind, und daß jeder Verticalschnitt so angeordnet werde, daß

$$\mathfrak{V} \geq V \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (107)$$

sei. Bezeichnet f die Fläche dieses Verticalschnitts für die Abscisse x, v den Verticalwiderstand der Quadrateinheit des angewandten Materiales, so muß

$$\mathfrak{V} = f v \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (108)$$

sein, man erhält mithin aus Gleichung (107)

$$f v \geq V, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (109)$$

woraus, wenn V und f gegeben sind, der Verticalwiderstand für die Flächeneinheit des Verticalschnitts

$$v \geq \frac{V}{f} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (110)$$

oder wenn V und v gegeben sind, die erforderliche Querschnittsfläche

$$f \geq \frac{V}{v} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (111)$$

gefunden wird.

Dritter Abschnitt.

Die Horizontalscheerkräfte und Horizontalscheerwiderstände.

I. Die Horizontalscheerkräfte.

Bezeichnet man mit s und s_1 die größte Zugspannung, mit p und p_1 die größte Druckspannung in den um dx entfernten Verticalschnitten $\alpha\beta$ und $\gamma\delta$, siehe Fig. 22, Taf. 21, mit $f_s{}^e$ und $f_p{}^e$ die Flächen dieser größten constanten Zug- und Druckspannung, so ist für den Verticalschnitt $\alpha\beta$ nach Gleichung (53)

$$^w M = s f_s{}^e c = p f_p{}^e . c,$$

woraus

$$\frac{^w M}{c} = s f_s{}^e = S \text{ und } \frac{^w M}{c} = p f_p{}^e = P. \quad (112)$$

Für den Verticalschnitt $\gamma\delta$ wächst das Widerstandsmoment auf

$$^w M + d\,^w M = s_1 f_s{}^e c = p_1 f_s{}^e . c, \quad . \quad (113)$$

woraus

$$\frac{^w M + d\,^w M}{c} = s_1 f_s{}^e c = S + dS \text{ und } \frac{^w M + d\,^w M}{c} = p_1 f_p{}^e . c = P + dP. \quad . \quad . \quad . \quad (114)$$

Werden die Gleichungen (113) und (114) von einander abgezogen, so ergiebt sich

$$\frac{d\,^w M}{c} = f_s{}^e (s_1 - s) = dS \text{ und } \frac{d\,^w M}{c} = f_p{}^e (p_1 - p) = dP. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (115)$$

Diese horizontalen Spannungs- und Druckdifferenzen in den Verticalschnitten $\alpha\beta$ und $\gamma\delta$ suchen auf jene Strecke dx die Verschiebung $H^s dx$ im gezogenen und die Verschiebung $H^p dx$ im gedrückten Theile des Querschnitts zu bewirken, mithin erhält man

$$H^s dx = dS = \frac{d\,^w M}{c} \text{ und } H^p dx = dP = \frac{d\,^w M}{c}, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (116)$$

woraus

$$H^s = \frac{d\,^w M}{dx} . \frac{1}{c} \text{ und } H^p = \frac{d\,^w M}{dx} . \frac{1}{c} . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (117)$$

und wenn für $\frac{d\,^w M}{dx} = \frac{d\,^a M}{dx}$ aus Gleichung (105) sein Werth gesetzt wird, die Horizontalscheerkraft

$$H^s = H^p = \frac{V_x}{c} . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (118)$$

Die Horizontalscheerkraft ist daher gleich dem Quotienten aus dem Hebelsarm der beiden Resultanten aller Spannungen und Pressungen in die Verticalscheerkraft des betrachteten Querschnitts.

Wird für c aus Gleichung (50) sein Werth gesetzt, so ist

$$H^s = H^p = V_x . \frac{m_s}{t} = V_x . \frac{m_p}{t} . \quad . \quad (119)$$

Die Horizontalscheerkraft ist daher auch gleich dem Quotienten aus dem Trägheitsmoment der ganzen Querschnittsfläche in das Product der Verticalscheerkraft mit dem statischen Momente des gezogenen oder gedrückten Theiles der Querschnittsfläche.

Die Werthe m_s und m_p der statischen Momente gelten sowohl für volle Querschnitte, bei welchen sie zwischen den Abständen a_s und 0, beziehungsweise a_p und 0 von der neutralen Axe zu nehmen sind, in welchem Falle

$$H^s = H^p = \frac{V_x}{t} . m_s \Big|_{(0)}^{(a_s)} = \frac{V_x}{t} . m_p \Big|_{(0)}^{(a_p)}, \quad . \quad (120)$$

als auch für durchbrochene Querschnitte, bei welchen jene Werthe zwischen den Abständen a_s und y_s, beziehungsweise a_p und y_p von der neutralen Axe zu nehmen sind, in welchem Falle

$$H^s = H^p = \frac{V_x}{t} m_s \frac{(a_s)}{(y_s)} = \frac{V_x}{t} m_p \frac{(a_p)}{(y_p)} . \quad (121)$$

Die letzte Gleichung dient zugleich zur Bestimmung der Horizontalscheerkräfte derjenigen Theile voller Querschnitte, welche zwischen den Abständen a_s, y_s und a_p, y_p derselben enthalten sind.

In den äußersten Fasern, für welche $y_s = a_s$ und $y_p = a_p$, wird $m_s = 0$ und $m_p = 0$, mithin auch $H_s = 0$ und $H_p = 0$. In der neutralen Axe, für welche $y_s = 0$ und $y_p = 0$, nimmt m_s und m_p, mithin auch H_s und H_p einen größten Werth an. Im neutralen Verticalschnitt, für welchen $V_x = 0$, wird auch H^s und $H^p = 0$, am Auflager, für welches V_x ein Maximum wird, nimmt H^s und H^p ebenfalls einen größten Werth an.

Die Horizontalscheerkräfte erreichen mithin ihr Minimum zugleich in den äußersten Fasern und im neutralen Verticalschnitt und ihr Maximum zugleich in der neutralen Axe und über dem Auflager.

Für die horizontale Scheerfuge des in Fig. 23, Taf. 21, dargestellten Rechtecks von der Breite b und der Höhe h im Abstande y_s von der neutralen Axe, für welches das Trägheitsmoment $t = \frac{bh^3}{12}$, das statische Moment

$$m_s \frac{(a_s)}{(y)} = b \cdot \frac{a_s^2 - y^2}{2}$$

ist, ergiebt sich mithin aus Gleichung (119) die Horizontalscheerkraft

$$H^s = 6 V_x \cdot \frac{a_s^2 - y_s^2}{h^3},$$

die in der neutralen Schichte, für welche $y = 0$, übergeht in

$$H^s_{max} = 6 V_x \cdot \frac{a_s^2}{h^3}$$

und in den äußersten Fasern, für welche $y = a_s$, Null wird.

Hiernach stellen die Werthe von H^s in jedem Rechteck eine Parabel dar, deren Axe mit der neutralen Axe zusammenfällt und die zur graphischen Darstellung aller Werthe von H^s dienen kann, sobald durch den Werth H^s_{max} deren Scheitel bestimmt ist. Auch bei den aus rechteckigen Flächen zusammengesetzten Querschnitten stellen die H^s Parabelbogen dar und läßt sich zu deren Darstellung die vorstehende Construction mit Vortheil anwenden, wenn man sich jedes dieser Rechtecke mit derselben Breite bis zur neutralen Axe ergänzt denkt.

Um die horizontalen Scheerkräfte des in Figur 23 der Tafel 22—23 dargestellten, 204 Kilogr. pro lauf. Met. wiegenden und mit 700 Kilogr. pro lauf. Met. belasteten Trägers über dem Auflager, in 1/4 seiner Länge und in seiner Mitte, also für $x = 0$, $x = \frac{1}{4}$ und $x = \frac{1}{2}$ zu bestimmen, für welchen bereits das Trägheitsmoment $t = 406433$ in Centim. gefunden wurde, ergiebt sich aus $V_x = (p + q)\left(\frac{1}{2} - x\right)$ für

$$x = 0,\ V_0 = (p + q)\frac{1}{2} = (204 + 700)\frac{10}{2} = 4520 \text{ Kilogr.}$$

$$x = \frac{1}{4},\ V_{\frac{1}{4}} = (p + q)\frac{1}{4} = (204 + 700)\frac{10}{4} = 2260 \quad "$$

$$x = \frac{1}{2},\ V_{\frac{1}{2}} = (p + q)\ 0 = 0.$$

Für den Abstand von der neutralen Axe:

1) $y = +42{,}40$ ergiebt sich $m_s = 0$.
2) $y = +41{,}40$ " " $m_s = 33 . 1 . 41{,}90 = 1382{,}7$.
3) $y = +40{,}40$ " " $m_s = 33 . 2 . 41{,}40 = 2732{,}4$.
4) $y = +39{,}40$ " " $m_s = 2732{,}4 + 19 . 1 . 39{,}90 = 3490{,}5$.
5) $y = +35{,}40$ " " $m_s = 3490{,}5 + 3 . 4 . 37{,}40 = 3939{,}3$.
6) $y = +31{,}40$ " " $m_s = 3490{,}5 + 3 . 8 . 35{,}40 = 4340{,}1$.
7) $y = 0$ " " $m_s = \left\{\begin{matrix} 4340{,}1 + \frac{\overline{31{,}4}^2}{2} \\ 3968 + \frac{\overline{41{,}6}^2}{2} \end{matrix}\right\} = 4833{,}1$.
8) $y = -41{,}60$ " " $m_s = 5 . 16 . 49{,}6 = 3968{,}0$.
9) $y = -46{,}60$ " " $m_s = 5 . 11 . 52{,}1 = 2865{,}5$.

10) $y = -52{,}60$ ergiebt sich $m_s = 5.5.55{,}1 = 1377{,}5$.

11) $y = -57{,}60$ „ „ $m_s = 0$.

Hieraus erhält man für den Verticalschnitt I über dem Auflager die horizontale Scheerkraft

$$H_y{}^v = \frac{V_0}{t} . m_s = \frac{4520}{406433} . m_s$$

und wenn die den Nummern 1) bis 11) entsprechenden statischen Momente eingeführt werden, die horizontalen Scheerkräfte

$$H_1{}^v = \frac{4520}{406433} . 0 = 0.$$

$$H_2{}^v = \frac{4520}{406433} . 1382{,}7 = 15{,}38.$$

$$H_3{}^v = \frac{4520}{406433} . 2732{,}4 = 30{,}39.$$

$$H_4{}^v = \frac{4520}{406433} . 1490{,}5 = 38{,}82.$$

$$H_5{}^v = \frac{4520}{406433} . 3939{,}3 = 43{,}81.$$

$$H_6{}^v = \frac{4520}{406433} . 4340{,}1 = 48{,}27.$$

$$H_7{}^v = \frac{4520}{406433} . 4833{,}08 = 53{,}75.$$

$$H_8{}^v = \frac{4520}{406433} . 3968{,}0 = 44{,}13.$$

$$H_9{}^v = \frac{4520}{406433} . 2865{,}5 = 31{,}87.$$

$$H_{10}{}^v = \frac{4520}{406433} . 1377{,}5 = 15{,}32.$$

$$H_{11}{}^v = \frac{4520}{406433} . 0 = 0,$$

welche in Fig. 26 der Tafel 22—23 eingetragen sind.

Denkt man sich, um die Werthe $H_8{}^v$, $H_9{}^v$ und $H_{10}{}^v$ direct zu construiren, das Rechteck der untern Gurtung bis zur neutralen Axe mit derselben Breite 5 fortgesetzt, so beträgt dessen statisches Moment $\frac{5.\overline{57{,}6}^2}{2}$, mithin die demselben entsprechende horizontale Scheerkraft $\frac{4520}{406433} . \frac{5.\overline{57{,}6}^2}{2} = 92{,}24$, welche die Lage des Scheitels der in Fig. 24 dargestellten Parabel bestimmt. Auf ähnliche Weise sind die den übrigen horizontalen Scheerkräften entsprechenden Parabeln der Figur bestimmt worden.

Für den Verticalschnitt II in dem Abstande $x = \frac{1}{4}$ vom Auflager, für welchen t und m_s dieselben bleiben, ist $V_{\frac{1}{4}} = \frac{1}{2} V_0$, die derselben Ordinate y entsprechenden horizontalen Scheerkräfte sind daher halb so groß als die eben gefundenen, mithin

$$H_1{}^v = 0,$$
$$H_2{}^v = 7{,}69,$$
$$H_3{}^v = 15{,}19,$$
$$H_4{}^v = 19{,}41,$$
$$H_5{}^v = 21{,}90,$$
$$H_6{}^v = 24{,}13,$$
$$H_7{}^v = 26{,}87,$$
$$H_8{}^v = 22{,}06,$$
$$H_9{}^v = 15{,}93,$$
$$H_{10}{}^v = 7{,}66,$$
$$H_{11}{}^v = 0,$$

welche in Figur 25 der Tafel 22—23 eingetragen sind.

Für den Verticalschnitt III in der Mitte ist $V_{\frac{1}{2}} = 0$, mithin auch sämmtliche horizontale Scheerkräfte = 0 (siehe Fig. 26, Tafel 22—23).

II. Die Horizontalscheerwiderstände.

Das Gleichgewicht gegen wagrecht fortschreitende Bewegung im Inneren der Brückenträger erfordert, daß den darin entwickelten Horizontalscheerkräften H_s und H_p Horizontalwiderstände $\mathfrak{H}_s$ und $\mathfrak{H}_p$ entgegengesetzt werden, welche ihnen mindestens gleich sind, oder daß jeder Horizontalschnitt so angeordnet werde, daß

(122) . . . $\mathfrak{H}_s \geqq H_s$ und $\mathfrak{H}_p \geqq H_p$ . . . (123)

sei. Bezeichnet f_s und f_p die Fläche eines solchen im Abstande y von der neutralen Axe befindlichen Horizontalschnitts im gezognen, beziehungsweise gedrückten Theile eines Trägers, $\mathfrak{h}$ den Horizontalscheerwiderstand der Quadrateinheit des angewandten Materiales, so muß

(124) . . . $\mathfrak{H}_s = f_s . \mathfrak{h}$ und $\mathfrak{H}_p = f_p . \mathfrak{h}$ . . . (125)

sein, man erhält mithin aus Gleichung (122) bis (123)

(126) . . . $f_s \mathfrak{h} \geqq H_s$ und $f_p \mathfrak{h} = H_p$ . . . (127)

und wenn H_s und H_p, sowie die Stärke d_s und d_p des Trägers in jenen Horizontalschnitten bekannt, also $f_s = 1 . d_s$ und $f_p = 1 . d_p$ ist, den zu entwickelnden Horizontalwiderstand für die Flächeneinheit

$$\mathfrak{h} > \frac{H_s}{d_s} \text{ und } \mathfrak{h} > \frac{H_p}{d_p} . \quad . \quad . \quad . \quad (128)$$

Ist H_s, H_p und $\mathfrak{h}$ gegeben, so erhält man die zur Entwicklung des nöthigen Horizontalscheerwiderstandes erforderliche Stärke des Trägers beziehungsweise aus

(129) . . $d_a \geq \frac{H_a}{\mathfrak{h}}$ und $d_p \geq \frac{H_p}{\mathfrak{h}}$. . . (130)

Für das Rechteck erhält man wegen $d_a = d_p = b$,

$$\mathfrak{h} = \frac{H^a}{b} = 6.\frac{V_x(a_a^2 - y^2)}{b h^3}.$$

Die Horizontalspannung in einem rechteckigen Querschnitt ist hiernach den Ordinaten einer Parabel, deren Axe mit der neutralen Axe zusammenfällt, direct und der Breite des betrachteten Querschnitts indirect proportional. Die Horizontalspannung in einem aus verschiedenen Rechtecken zusammengesetzten Querschnitt besteht daher aus mehreren Parabelbogen, deren Parameter dieselben sind, und deren Axen mit der neutralen Axe zusammenfallen, jedoch an allen Stellen des Querschnitts, wo die Breiten wechseln, Absätze bilden.

Um die horizontalen Scheerspannungen des in Fig. 23, Taf. 22—23 dargestellten Trägers für den Verticalschnitt I über dem Auflager zu bestimmen, sind die früher ermittelten horizontalen Scheerkräfte durch die ihnen entsprechenden Breiten d_a und d_p zu theilen und man erhält im Abstande

$$y = +42{,}40,\quad d_p = 33,\quad \mathfrak{h}_1 = \frac{0}{33} = 0,$$

$$y = +41{,}40,\quad d_p = 33,\quad \mathfrak{h}_2 = \frac{15{,}38}{33} = 0{,}47,$$

$$y = +40{,}40,\quad d_p = \begin{cases} 33, & \mathfrak{h}^3 = \frac{30{,}39}{33} = 0{,}92, \\ 19, & \mathfrak{h}_3 = \frac{30{,}39}{19} = 1{,}60, \end{cases}$$

$$y = +39{,}40,\quad d_p = \begin{cases} 19, & \mathfrak{h}^4 = \frac{38{,}82}{19} = 2{,}04, \\ 3, & \mathfrak{h}_4 = \frac{38{,}82}{3} = 12{,}94, \end{cases}$$

$$y = +35{,}40,\quad d_p = 3,\quad \mathfrak{h}_5 = \frac{43{,}81}{3} = 14{,}60,$$

$$y = +31{,}40,\quad d_p = \begin{cases} 3, & \mathfrak{h}^6 = \frac{48{,}27}{3} = 16{,}09, \\ 1, & \mathfrak{h}_6 = \frac{48{,}27}{1} = 48{,}27, \end{cases}$$

$$y = 0\quad \left\{\begin{matrix} d_p \\ d_a \end{matrix}\right. = 1,\quad \mathfrak{h}_7 = \frac{53{,}75}{1} = 53{,}75,$$

$$y = -41{,}60,\quad d_a = \begin{cases} 1, & \mathfrak{h}^8 = \frac{44{,}13}{1} = 44{,}13, \\ 5, & \mathfrak{h}_8 = \frac{44{,}13}{3} = 8{,}83, \end{cases}$$

$$y = -46{,}60,\quad d_a = 5,\quad \mathfrak{h}_9 = \frac{31{,}87}{5} = 6{,}37,$$

$$y = -52{,}60,\quad d_a = 5,\quad \mathfrak{h}_{10} = \frac{15{,}32}{5} = 3{,}06,$$

$$y = -57{,}60,\quad d_a = 5,\quad \mathfrak{h}_{11} = \frac{0}{5} = 0.$$

Denkt man sich wieder, um die vier letzten Werthe direct zu construiren, das Rechteck der untern Gurtung bis zur neutralen Axe mit derselben Breite 5 fortgesetzt, so beträgt nach dem frühern die horizontale Scheerkraft 92,24, mithin die horizontale Scheerspannung in der neutralen Axe $\frac{92{,}24}{5} = 18{,}45$, welche die Lage des Parabelscheitels, mithin die in Fig. 24 dargestellte Parabel bestimmt. Auf ähnliche Weise sind die den übrigen horizontalen Scheerspannungen entsprechenden Parabeln der Figur gefunden worden.

Für den Verticalschnitt II in dem Abstande $x = \frac{l}{4}$ vom Auflager, worin denselben Abständen y dieselben Breiten entsprechen und die horizontalen Scheerkräfte halb so groß, als die im Verticalschnitt I befindlichen sind, ergaben sich die horizontalen Scheerspannungen gleichfalls halb so groß als die ihnen entsprechenden im Querschnitt I, mithin

$$\mathfrak{h}_1 = \frac{0}{2} = 0;$$

$$\mathfrak{h}_2 = \frac{0{,}47}{2} = 0{,}23;$$

$$\mathfrak{h}^3 = \frac{0{,}92}{2} = 0{,}46;$$

$$\mathfrak{h}_3 = \frac{1{,}60}{2} = 0{,}80;$$

$$\mathfrak{h}^4 = \frac{2{,}04}{2} = 1{,}02;$$

$$\mathfrak{h}_4 = \frac{12{,}94}{2} = 6{,}47;$$

$$\mathfrak{h}_5 = \frac{14{,}60}{2} = 7{,}30;$$

$$\mathfrak{h}^6 = \frac{16{,}09}{2} = 8{,}04;$$

$$\mathfrak{h}_6 = \frac{48{,}27}{2} = 24{,}13;$$

$$\mathfrak{h}_7 = \frac{53{,}75}{2} = 26{,}87;$$

$$\mathfrak{h}^8 = \frac{44{,}13}{2} = 22{,}06;$$

$$\mathfrak{h}_8 = \frac{8{,}83}{2} = 4{,}41;$$

$$\mathfrak{h}_9 = \frac{6{,}37}{2} = 3{,}19;$$

$$\mathfrak{h}_{10} = \frac{3{,}06}{2} - 1{,}53;$$

$$\mathfrak{h}_{11} = \frac{0}{2} = 0.$$

Werthe, welche in Fig. 25 der Tafel 22—23 zusammengestellt sind. Für den Verticalschnitt III in der Mitte sind die horizontalen Scheerkräfte, mithin auch die horizontalen Scheerspannungen, Null, s. Fig. 26.

III. Beziehung zwischen den Vertical- und Horizontalscheerkräften.

An einem unendlich kleinen Balkenelement abcd von der Länge dx und der Höhe dy (s. Fig. 24, Taf. 21), wirken längs der Seiten ab und cd die Horizontalscheerkraft $H dx$ und längs der Seiten ac und bd die Verticalscheerkraft $V dy$. Das Gleichgewicht gegen Drehung um den beliebigen Drehpunkt d, für welchen $H dx$ an dem Hebelsarm dy und $V dy$ an dem Hebelsarm dx wirkt, erfordert, daß

$$H dx . dy = V dy . dx,$$

mithin auch

$$H = V. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (131)$$

Die auf die Längeneinheit des Verticalschnitts wirkende Scheerkraft ist folglich der an derselben Stelle auf die Längeneinheit des Horizontalschnitts wirkenden Scheerkraft gleich.

Werden sämmtliche in dem Verticalschnitt wirkenden Kräfte summirt und wird für V aus Gleichung (131) und (121) sein Werth gesetzt, so ist für einen Querschnitt im Abstande x vom Stützpunkt, für welchen V_x und t constant ist,

$$\int_{a_u}^{a_p} V dy = \frac{V_x}{t} \int_{a_u}^{a_p} m . dy. \quad . \quad . \quad (132)$$

Wird letzterer Werth nach der Formel $\int u dv = uv - \int v du$ partiell integrirt, so ergiebt sich:

$$\int_{a_u}^{a_p} V dy = \frac{V_x}{t} \left[(m_p - m_u) y - \int_{a_u}^{a_p} y . dm \right]. \quad (133)$$

Hierin ist, da die neutrale Axe durch den Schwerpunkt des Querschnitts geht, $m_p - m_u = 0$, und da das Differential des statischen Moments $dm = y df$, mithin $y . dm = y^2 df$ das Differential des Trägheitsmoments t des zwischen den Grenzen a_p und a_u enthaltenen, also gesammten Verticalschnitts bedeutet, die Summe sämmtlicher, auf die Längeneinheit des Verticalschnitts wirkenden Verticalscheerkräfte

$$\int_{a_u}^{a_p} V dy = V_x \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (134)$$

oder gleich der früher gefundenen Scheerkraft des ganzen Verticalschnitts.

Zweite Abtheilung.

Die Balkenbrücken.

Erster Abschnitt.

Die geschlossenen (massiven) Balkenbrücken.

I. Die Blechbalkenbrücken.

Die statische Berechnung der Blechträger erfolgt mittelst der Gleichung

$$^aM \leqq {}^wM,$$

worin das Angriffsmoment auf die Mitte der Brücke und bei Spannweiten

von 1— 3 Mtr. auf eine Einzellast,
„ 3—15 „ „ „ gleichförmig vertheilte Last bezogen wird.

Für eine Einzellast G ist das größte Angriffsmoment

$$^aM_{max} = \frac{P}{2} \cdot \frac{l}{2} = \frac{1}{4} Pl, \quad . \quad . \quad (135)$$

für eine gleichförmig vertheilte Last p pro lauf. Meter

$$^aM_{max} = \frac{1}{8} pl^2, \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (136)$$

mithin für eine Einzellast und eine gleichförmig vertheilte Last zugleich

$$^aM_{max} = \frac{1}{4} Pl + \frac{1}{8} pl^2. \quad . \quad . \quad (137)$$

Das Widerstandsmoment

$$^wM = \frac{s}{a_u} . t \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (138)$$

hängt von dem meist angenommenen I-förmigen, zur neutralen Axe symmetrischen Querschnitt des Trägers ab, der bei Spannweiten

von 1— 5 Met. meist massiv gewalzt,
„ 5—15 „ aus Platten und Winkeleisen

zusammengesetzt ist und dessen Trägheitsmoment berechnet und durch den aus der Gleichung

$$t = \frac{a_{\prime}}{s} \cdot {}^{s}M \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (139)$$

erhaltenen Werth desselben controlirt wird. Werden alle Abmessungen des Querschnitts bis auf eine, gewöhnlich die Breite oder Dicke der Gurtungsplatten, angenommen, so läßt sich diese aus Gleichung (139) auch direct bestimmen.

Die gewöhnlichsten Querschnitte der Blechbalken sind:

1) der massiv gewalzte I-förmige, dessen Trägheitsmoment mit Bezug auf Taf. 24, Fig. 1

$$t = \frac{1}{12}(BH^3 - bh^3). \quad . \quad . \quad . \quad (140)$$

2) der aus 1 Verticalplatte und 4 Winkeleisen zusammengesetzte I-förmige, dessen Trägheitsmoment mit Bezug auf die Bezeichnungen der Fig. 2

$$t = \frac{1}{12}\left[BH^3 - (B - B')h^3 - (B' - b)h'^3\right]. \quad (141)$$

3) der aus 1 Verticalplatte, 4 Winkeleisen und 2 Gurtungsplatten zusammengesetzte I-förmige, dessen Trägheitsmoment mit Bezug auf die Beziehungen der Fig. 3

$$t = \frac{1}{12}\left[BH^3 - (B - B')H'^3 - (B' - b)h^3 - (b - b')h'^3\right]. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (142)$$

während deren neutrale Axe in ihrer halben Höhe $a_{\prime} = a_{p} = \frac{H}{2}$ liegt.

Für einen nach Figur 3 zusammengesetzten Blechträger von 11,4 Met. Länge und je 0,6 Met. Auflagerfläche, siehe Fig. 4, dessen mechanische oder Stützweite also $\frac{1}{2}(11{,}4 - 0{,}6) = 10{,}8$ Mtr., dessen ständige und bewegliche Last pro Geleise beziehungsweise 1140 Kilogr. und 7650 Kilogr. pro lauf. Met., mithin für das laufende Meter jeder Tragwand

$$p = \frac{1140}{2} = 570 \text{ Kilogr.,}$$

$$q = \frac{7650}{2} = 3825 \quad ''$$

$$\text{und } p + q = 4395 \quad ''$$

beträgt, ergiebt sich nach Gleichung (136)

$${}^{s}M_{max} = \frac{4395 \cdot \overline{10{,}8}^2}{8} = 64079{,}1 \text{ Mtrkilogr. (rot. 6408000 Centimkilogr.)}$$

Wenn die Höhe des Trägers $H = 100$ Centim., mithin $a_{\prime} = \frac{100}{2} = 50$ Centimeter beträgt und $s = 670$ Kilogr. pro □Centim. gesetzt wird, so erhält man aus Gleichung (139)

$$t = \frac{50}{670} \cdot 6408000 = 478209.$$

Das Trägheitsmoment des in Fig. 5 dargestellten Trägerquerschnitts besteht aus den Trägheitsmomenten

1) der Verticalplatte $\frac{1}{12} \cdot 1 \cdot \overline{94{,}8}^3 =$ 70998

2) der 4 Winkeleisen

a) Horizontalschenkel nach Abzug des Nietlochs $2 \times 7{,}85 - 2 = 13{,}70$ Cmtr. breit und 1,3 Cmtr. stark, also

$$\frac{1}{12} \cdot 13{,}7\left[\overline{94{,}8}^3 - \overline{92{,}2}^3\right] = 77854,$$

b) Verticalschenkel

$$\frac{1}{12} \cdot 2 \cdot 1{,}3\left[\overline{92{,}2}^3 - \overline{79{,}1}^3\right] = 62587 \quad . \quad 140441$$

zusammen 211439.

Wird der Rest

$$478209 - 211439 = 266770$$

des Trägheitsmomentes t durch 2 Gurtungsplatten von je $2 \cdot 1{,}3 = 2{,}6$ Cmtr. Dicke und x Centim. Breite beschafft, so beträgt deren Trägheitsmoment

$$\frac{1}{12}\, x\left[\overline{100}^3 - \overline{94{,}8}^3\right] = 266770,$$

woraus die Breite $x = 21{,}62$ Cmtr. und mit Hinzurechnung des erforderlichen Nietlochs von 2 Centim. Durchmesser zu

$$x = 21{,}62 + 2 = \text{rot. } 24 \text{ Centim.}$$

gefunden wird. Gegen die Enden des Trägers hin genügen einfache Gurtungsplatten von je 1,3 Centim. Dicke und 24 Centim. Breite. Das Trägheitsmoment t' des Querschnitts mit einfachen Gurtungsplatten setzt sich zusammen aus dem

1) der Verticalplatte (s. o.) . . . . = 70998
2) der 4 Winkeleisen (s. o.) . . . . = 140441
3) der 2 einfachen Gurtungsplatten

$$\frac{1}{12} \cdot 22\left[\overline{97{,}4}^3 - \overline{94{,}8}^3\right] \quad . = 132254$$

mithin $t' = 343693$,

woraus das Widerstandsmoment

$$\frac{s}{a_{\prime}'} \cdot t' = \frac{670}{48{,}7} \cdot 343693 = 4728425$$

erhalten wird. Um denjenigen Abstand x vom Auflager zu ermitteln, bis zu welchem dieses Widerstandsmoment, beziehungsweise der ihm entsprechende Querschnitt genügt, hat man das Angriffsmoment für jenen Abstand x

$$^{*}M_x = Ax - (p+q)\frac{x^2}{2} = (p+q)\frac{l}{2}.x - (p+q)\frac{x^2}{2} = {}^{m}M \quad . \; . \; . \; . \; (143)$$

einzuführen und erhält

$$^{*}M_x = 4395.\frac{10{,}8}{2}.x - \frac{4395}{100}.\frac{x^2}{2} = 4728425,$$

woraus

$$x = 540 \pm 276{,}4 = \begin{cases} 816{,}4 \\ 263{,}6 \end{cases}$$

gefunden wird.

Die horizontale Scheerkraft eines Balkenträgers ergiebt sich aus der Formel

$$S = \frac{V_x m_y{}^*}{t},$$

worin V_x die verticale Scheerkraft für die Abscisse x, welche am Auflager, für welches $x = 0$, ihr Maximum erreicht, $m_y{}^*$ das statische Moment der zwischen den äußersten Fasern und der Ordinate y gelegenen Querschnittsfläche und t das Trägheitsmoment des ganzen Querschnitts darstellt.

Für die zwischen Winkeleisen und Horizontalplatte befindliche Fuge des vorbeschriebenen Blechträgers ist nach dem Früheren für $x = 0$

$$V_0 = 4395.5{,}4 = 23733$$

und

$$t = 343693,$$

ferner wegen

$$y = \frac{100 - 4.1{,}3}{2} = 47{,}4,$$

$$m_y{}^* = 22.1{,}3\left(47{,}4 + \frac{1{,}3}{2}\right) = 1374{,}23,$$

mithin an der in Betracht gezogenen Stelle, für welche $x = 0$ und $y = 47{,}4$ Centim., die Scheerkraft für den laufenden Centim.

$$S = \frac{23733.1374{,}23}{343693} = 94{,}895 \text{ (rot. 95 Kilogr.)}.$$

Werden die Nieten in den Abständen l versetzt angeordnet, deren Durchmesser mit d und deren Abscheerungsfestigkeit mit v bezeichnet, so erhält man

$$95.l = \pi.\frac{d^2}{4}.v,$$

mithin für $v = 600$ Kilogr. und $d = 2$ die größte Nietentfernung

$$l = \frac{3{,}14.600}{95} = 19{,}8 \text{ Centim.}$$

In der neutralen Axe des Trägers, für welche $y = 0$, ist das statische Moment

1) der Verticalplatte $\frac{1.47{,}4^2}{2}$ . . . . . $= 1123$

2) der Winkeleisen

a) Horizontalschenkel $13{,}7.1{,}3(46{,}1 + 0{,}65) = 879$

b) Verticalschenkel $6{,}55.2{,}6(46{,}1 - 3{,}27) = 729$

3) der Horizontalplatte $22.1{,}3(47{,}4 + 0{,}65) = 1374$

mithin $m_0{}^* = 4105$

und die größte Scheerkraft in der neutralen Axe des Trägers

$$S = \frac{23733.4105}{343693} = 283{,}46 \text{ Kilogr. pro } \square \text{Centim.},$$

welche hier wegen der 1 Centim. starken Verticalplatte zugleich ihrer größten Scheerspannung entspricht.

Da die größte erlaubte Scheerspannung 600 Kilogr. pro □Centim. beträgt, so ist der Träger mithin auch gegen horizontale Abscheerung gesichert.

Die massiv gewalzten oder Blechträger einer Straßenbrücke können gleichfalls unter Zugrundelegung einer gleichförmig vertheilten Belastung, wie die vorhergehende Eisenbahnblechbrücke berechnet werden. Nimmt man die beiden je 1 Met. breiten Trottoirs mit Menschengedränge von 360 Kilogr. pro □Meter, also mit $2 \times 360 = 720$ Kilogr. pro Meter, die 5,5 Met. breite Fahrbahn mit zwei nebeneinanderstehenden Landfuhrwerken von 5000 Kilogr. Druck pro Räderpaar in der Mitte und mit Menschengedränge hinter denselben belastet an, reducirt diese ungleichförmig vertheilte auf eine gleichförmig vertheilte Fahrbahnbelastung und ermittelt hieraus die Totalbelastung durch Verkehr, so ergiebt sich für

Spannweiten von	7 Met.	10 Met.	15 Met.	20 Met.	25 Met.
eine Belastung der Bankette von	720	720	720	720	720
eine Belastung der Fahrbahn von	3230	2930	2480	2080	1980
eine Totalbelastung von	3950	3650	3200	2800	2700

Kilogr. für den laufenden Meter und die Breite von 7,5 Met. der Brücke.

Für die Breite b' der Brücke kann die Totalbelastung

$$q' = q \cdot \frac{b'}{b}$$ gesetzt werden.

Das Eigengewicht eiserner Straßenbrücken ergiebt sich bei Annahme derselben Breite und einer auf Wellenblech ruhenden 20 Centim. starken Beschotterung und schwerster Lastwagen von 9000 Kilogr. Druck pro Räderpaar oder einer doppelten Bedielung und schwerer Landfuhrwerke von 5000 Kilogr. Druck pro Räderpaar für Met. und Kilogr. beziehungsweise*)

$$p = 3600 + 42\,l \text{ und}$$
$$p = 1300 + 28\,l,$$

wobei der constante Antheil das Gewicht der Fahrbahn und der variable Antheil das Gewicht der Hauptträger darstellt.

Für eine beschotterte eiserne Straßenbrücke von 10 Met. Spannweite und 7,5 Met. Breite erhält man daher die Totalbelastung

$p + q = 3600 + 42 \cdot 10 + 3650 = 7670$ Kilgr. pro lauf. Met.

Werden, wie bei der in Fig. 6 dargestellten Anordnung, 8 massive schmiedeeiserne Träger angewendet, so hat jeder derselben eine Last von $\frac{7700}{8} =$ rot. 960 Kilogr. zu übertragen, mithin beträgt dessen größtes Angriffsmoment

$$^*M_{max} = \frac{960 \cdot 10^2}{8} = 12000 \text{ Kilogrcentim. oder } 1200000 \text{ Kilogrcentim.}$$

Nimmt man die Höhe der Träger zu 45 Centim. an und setzt sie aus einer Verticalplatte von 1,1 Centim. Dicke, 2 Gurtungsplatten von 16,8 Centim. Breite und 1,1 Centim. Dicke, sowie aus 4 Winkeleisen von je 7,85 × 7,85 × 1,1 Stärke, siehe Fig. 7, zusammen, so ergiebt sich nach Abzug der in den Gurtungen befindlichen 4 Nietlöcher von je 2 Centim. Durchmesser das Trägheitsmoment in Centim.

$$t = \frac{1}{12}\left[12{,}8\,(\overline{45}^3 - 40{,}6^3) + 3{,}3\,(\overline{40{,}6}^3 - \overline{27{,}1}^3) + 1{,}1 \cdot \overline{27{,}1}^3\right] = 40561,$$

mithin das Widerstandsmoment

$$^*M = 670 \cdot \frac{40561}{22{,}5} = 1208000 \text{ Kilogrcentim.}$$

Erhalten die Straßenträger die vorstehenden Abmessungen, so erscheinen sie mithin ausreichend stark.

Nach Art der Berechnung selbstständiger Blechbalkenbrücken erfolgt auch diejenige der zwischen offengebaute Tragwände **eingebauten Blechträger**, unter welchen die zur Brückenaxe beziehungsweise senkrecht und parallel angeordneten **Quer- und Längsträger** zu unterscheiden sind.

Bei **Eisenbahnbrücken** haben die Querträger entweder ein oder zwei Geleise und demnach entweder zwei oder vier Längsträger zu unterstützen, welche die Querschwellen mit den Fahrschienen aufnehmen. Um die zweckmäßigste Entfernung der Querträger oder Länge l der Schwellenträger zu bestimmen, bezeichne Q das Gewicht eines Querträgers, S das Gewicht der Schwellenträger für den laufenden Meter Brückenbahn und B das Gewicht eines von Querträger zu Querträger reichenden Theils der Brückenbahn, so ist

$$B = S\,l + \frac{Q}{l} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (144)$$

Das Gewicht der Brückenbahn wird ein Minimum, wenn

$$\frac{dB}{dl} = S - \frac{Q}{l^2} = 0,$$

woraus

$$l = \sqrt{\frac{Q}{S}} \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (145)$$

Beträgt für eine eingeleisige Eisenbahnbrücke mit je zwei Schwellenträgern Q = 550 Kilogr. und S = 90 Kilogr. pro lauf. Met., so ist

$$l = \sqrt{\frac{550}{90}} = 2{,}466 \text{ oder rot. } 2{,}5 \text{ Met.}$$

Für einen **Schwellenträger** von 2,5 Met. Länge, welcher 3 Querschwellen aufnimmt, s. Fig. 8, wird das Angriffsmoment am größten, wenn das Treibrad der Locomotive über seiner Mitte steht. Beträgt dessen Gewicht 8000 Kilogr. und das Gewicht des Schwellenträgers sammt Belag und Horizontalverband

$$\frac{190 + 450 + 35}{2{,}5} = \frac{675}{2{,}5} = 270 \text{ Kilogr. p. lauf. Met.,}$$

so ist nach Gleichung (138)

$$^*M_{max} = \frac{8000 \cdot 2{,}5}{4} + \frac{270 \cdot 2{,}5^2}{8} = 5211 \text{ Meterkilogr.}$$

Wählt man zur Herstellung des Schwellenträgers 4 Winkeleisen von 8,5 Centim. Schenkellänge und 1,2 Centim. Stärke, eine Verticalplatte von 1,2 Centim. Stärke und der Höhe x, siehe Figur 9, so ist, wenn Alles in Kilogr. und Centim. ausgedrückt wird, nach Gleichung (140) und (142) wenn die beiden Nietlöcher mit berücksichtigt werden,

$$521100 = \frac{580}{\frac{x}{2}}\left[\frac{1}{12}\left\{18{,}2\,(x^3 - (x - 2{,}4)^3) + 3{,}6\,((x - 2{,}4)^3 - (x - 17)^3) + 1{,}2\,(x - 17)^3\right\} - 3{,}6\,(x - 2 \cdot 4{,}8)^2\right],$$

woraus sehr nahe x = 30,5 Centim. gefunden wird.

Ist der Schwellenträger 190 Centim. lang und hat nur

*) Vergl. Laißle und Schübler, der Bau der Brückenträger. Stuttgart 1869, Seite 111.

2 Querschwellen sammt der Fahrbahn von je 214 Kilogr. Gewicht aufzunehmen, so ergiebt sich dessen größte Anspruchnahme, wenn die mit 8000 Kilogr. belastete Treibaxe über einer Querschwelle steht, siehe Fig. 10. In diesem Falle beträgt der Druck im nächsten Auflager

$$^3/_4 . 8000 + 214 = 6214 \text{ Kilogr.}$$

und das Angriffsmoment unter der belasteten Schwelle

$$^a M_{max} = 6214 . \frac{190}{4} = 295165 \text{ Kilogrcentim.}$$

Das Trägheitsmoment des in Fig. 11 dargestellten Querschnitts ist

$$t = \frac{1}{12}\left(17.\overline{26}^3 - 14.\overline{24}^3 - 2.10^3\right) - 2\left(\frac{1}{12}.3.2^3 + 3.2.\overline{8,5}^2\right) = 7734,$$

mithin das Widerstandsmoment

$$^w M = s . \frac{7734}{13}$$

und wenn dasselbe dem Angriffsmoment gleichgesetzt wird, im ungünstigsten Falle die Spannung der äußersten Fasern

$$s = 13 . \frac{295165}{7734} = 496 \text{ Kilogr. pro } \square \text{Centim.},$$

welche zulässig ist.

Der Querträger einer eingeleisigen Eisenbahnbrücke erfährt die größte Anspruchnahme, wenn die Treibräder der Locomotive sich, nach Fig. 15, direct über demselben befinden. Uebt jedes derselben einen Druck von 8000 Kilogr. aus und beträgt die Länge desselben 4,8 Met., der Abstand der beiden Schwellenträger von einander 1,9 Met., also von den Enden des Querträgers je $\frac{4{,}8 - 1{,}9}{2} = 1{,}45$ Met., ferner das halbe Gewicht je zweier mit dem Querträger verbundener Schwellenträger 190 Kilogr., das Gewicht der auf den letzteren ruhenden Last der Fahrbahn 450 Kilogr. und des Horizontalverbandes 35 Kilogr., so ist das an der Befestigungsstelle des Schwellenträgers wirkende ständige Gewicht $190 + 450 + 35 = 675$ Kilogr. Nimmt man das gleichförmig vertheilte Gewicht des Querträgers zu 710 Kilogr., mithin zu $\frac{710}{4{,}8} = 148$ Kilogr. pro laufendes Met. an, so ergiebt sich, mit Bezug auf Fig. 12,

$$^a M_{max} = (8000 + 675)\,1{,}45 + 148 . \frac{\overline{4{,}8}^2}{8} = \text{rot. } 13005 \text{ Kilogrmet.}$$

Nimmt man den Querträger 48 Centim. hoch an und setzt ihn aus 4 Winkeleisen nebst einer Verticalplatte von der zuvor angegebenen Stärke, ferner aus zwei 1,2 Centim. starken Gurtungsplatten von der Breite x zusammen, so muß, wenn Alles in Kilogr. und Centim. ausgedrückt wird,

$$^w M = 1300500 \text{ Kilogrcentim.}$$

werden und man erhält mit Berücksichtigung der 8 Nietlöcher, s. Fig. 13

$$1300500 = \frac{580}{24}\left[\frac{1}{12}\left\{(x - 4)(48^3 - 45{,}6^3) + 14{,}2\,(\overline{45{,}6}^3 - \overline{43{,}2}^3) + 3{,}6\,(\overline{43{,}2}^3 - \overline{28{,}6}^3) + 1{,}2 . \overline{28{,}6}^3 - 2\left(\frac{1}{12} . 3{,}6 . 2^3 + 3{,}6 . 2 . \overline{19{,}2}^2\right) - 2\left(1{,}2 . 2^3 + 1{,}2 . 2 . \overline{12}^2\right)\right\}\right],$$

woraus nahe $x = 18$ Centim. gefunden wird und die Breite jeder Gurtungsplatte der Breite der beiden Winkeleisen sammt der zwischen ihnen befindlichen Verticalplatte oder $2 . 8{,}5 + 1{,}2 = 18{,}2$ Centim. mindestens gleichzusetzen ist.

Die horizontale Scheerkraft zwischen Gurtungsplatte und Winkeleisen ergiebt sich mit Bezug auf die früheren Bezeichnungen aus

$$S = \frac{V_x . m^s_y}{t},$$

worin $V_x = 8000 + 675 + \frac{710}{2} = 9030$ Kilogr. beträgt. Mit Berücksichtigung der 6 Nietlöcher erhält man

$$t = \frac{1}{12}\left[14{,}2\left(\overline{48}^3 - \overline{43{,}2}^3\right) + 3{,}6\left(\overline{43{,}2}^3 - \overline{28{,}6}^3\right) + 1{,}2 . \overline{28{,}6}^3\right] - \left(\frac{3{,}6 . 2^3}{12} + 2 . 3{,}6 . \overline{17{,}95}^2\right) = 51271 \text{ Centim.}$$

und für $y = 22{,}8$

$$m_y^s = 14{,}2 . 2{,}4 . 22{,}8 + 3{,}65 . 3{,}6\left(17{,}95 + \frac{3{,}65}{2}\right) = 1036{,}8,$$

daher für den laufenden Centimeter die Scheerkraft

$$S = \frac{9030 . 1036{,}8}{51271} = 182 \text{ Kilogr.}$$

Werden die Rieten der Gurtungsplatten und Winkeleisen einander gegenüber angeordnet, so ergiebt sich

$$182 . e = 2 . \pi \frac{d^2}{4} . v,$$

mithin für $d = 2$ und $v = 600$ Kilogr. pro □Centim. die größte Nietentfernung

$$e = \frac{2.3{,}14.600}{182} = 20{,}6 \text{ Centim.}$$

Auch der Querträger einer zweigeleisigen Eisenbahnbrücke wird am meisten in Anspruch genommen, wenn das Treibrad der Locomotive sich direct über demselben befindet. Uebt dasselbe einen Druck von 8000 Kilogr. aus, während die Laufräder einen Radstand von 380 Centim. haben und mit 4000 Kilogr. belasten, beträgt die Länge des Querträgers 7,5 Met., ihr gegenseitiger Abstand 190 Centim., und der Abstand je zweier zusammengehöriger Schwellenträger 2 Met., während sie je 202 Kilogr. wiegen und je zwei Querschwellen mit je 214 Kilogr. Belastung durch den Oberbau aufnehmen, siehe Figur 14 und 15, so besteht der Druck in jedem Schwellenträgeranschluß aus dem Gewicht

der Locomotive $2\left(4000.\frac{3}{4} + 2000.\frac{1}{4}\right) = 7000$ Kilogr.
eines Schwellenträgers . . . . = 202 „
der Fahrbahn = 2.214 . . . . . . = 428 „
zusammen 7630 Kilogr.

Dieser Druck erzeugt im Mittel des Querträgers ein Angriffsmoment

$$7630\,(2.3{,}75 - 2{,}75 - 0{,}75) = 30520 \text{ Kilogrmet.}$$

Das aus dem Eigengewichte des Querträgers, welches 1820 Kilogr. beträgt, herrührende Moment ist

$$1820.\frac{7{,}5}{8} = 1705 \text{ Kilogrmet.,}$$

mithin für Quadratcentimeter und Kilogramm

$$^{a}M_{max} = 3052000 + 170500 = 3222500 \text{ Kilogrcentim.}$$

Der in Figur 16 dargestellte Querschnitt des Querträgers hat ein Trägheitsmoment in Centim.

$$t = \frac{1}{12}\left[13{,}8.95^3 - 1{,}8.\overline{92{,}4}^3 - 8{,}4.\overline{90{,}5}^3 - 2{,}6.\overline{76{,}8}^3\right] = 250648,$$

daher ein Widerstandsmoment

$$^{w}M = s.\frac{250648}{47{,}5},$$

und, wenn dieses dem Angriffsmoment gleichgesetzt wird, im ungünstigsten Fall in den äußersten Fasern eine Spannung

$$s = \frac{3222500}{250648}.47{,}5 = 608 \text{ Kilogr. pro □Centim.,}$$

welche noch zulässig erscheint.

Der Querträger einer Straßenbrücke erfährt die größte Anspruchnahme, wenn außer der ständigen Belastung durch Eigengewicht und Fahrbahn die Räder zweier Fuhrwerke über demselben stehen.

Befinden sich über einem solchen Querträger von 7,5 Met. Länge im Abstande von je 1,25 Met. aus der Mitte die Räder zweier Fuhrwerke, deren Druck 5000 Kilogr. pro Räderpaar beträgt, während sein Eigengewicht zu 810 Kilogr. und seine Belastung durch die aus Langschwellen und Bohlenbelag bestehende Fahrbahn zu 1550 Kilogr. angenommen werden kann, so beträgt mit Bezug auf Figur 17 für die Mitte des Trägers das Angriffsmoment:

$$^{a}M_{max} = 5000\,(375 - 125) + \frac{(810 + 1550).750}{8} = 1471250 \text{ Centim.}$$

Für den in Figur 18 dargestellten Querschnitt des Querträgers ergiebt sich mit Berücksichtigung der Nietlöcher das Trägheitsmoment in Centimeter

$$t = \frac{1}{12}\left(17.\overline{60}^3 - 13{,}6.\overline{57{,}6}^3 - 2{,}4.\overline{44}^3\right) - 2\left(\frac{1}{12}.3{,}4.\overline{2}^3 + 2.3{,}4.\overline{25{,}4}^2\right) = 63604,$$

mithin das Widerstandsmoment

$$^{w}M = s.\frac{63604}{30}$$

und wenn dieses dem größten Angriffsmoment gleichgesetzt wird, die in den äußersten Fasern des Querträgers stattfindende Spannung

$$s = \frac{30.1471250}{63604} = 690 \text{ Kilogr.,}$$

welche noch zulässig erscheint.

II. Die Holzbalkenbrücken.

Besteht die Brücke aus n freiaufliegenden Holzbalken von der Breite b und der Höhe h, so ist, wenn deren Spannweite mit l, deren bewegliche Belastung mit Q und deren ständige Belastung mit E bezeichnet wird,

$$(Q + E)\,\frac{l}{8} = n.p.\frac{bh^2}{6}. \quad . \quad . \quad (146)$$

Hierin ist, wenn γ das Gewicht der kubischen Einheit des Holzes und f das Gewicht für die laufende Einheit Brückenbahn bezeichnet,

$$E = nbhl\gamma + fl$$

und wenn dieser Werth eingeführt und nach Q aufgelöst wird,

$$Q = \frac{8}{6}\,np.\frac{bh^2}{l} - (nbh\gamma + f)\,l \quad . \quad (147)$$

Wenn die Belastung für die Quadrateinheit q genannt wird, so ist für die Breite B der Brücke

$$q = \frac{Q}{B\,l} = \frac{8}{6}\,\frac{n.p.b\,h^2}{B\,l^2} - \frac{1}{B}\,(n\,b\,h\,\gamma + f),$$

mithin, wenn der Querschnitt der größten Tragfähigkeit angenommen oder $b = \frac{5}{7}\,h$ gesetzt wird,

$$q = \frac{5.8.n.p.h^3}{7.6.B.l^2} - \frac{1}{B}\left(\frac{5}{7}\,n\,h^2\gamma + f\right), \qquad (148)$$

woraus, wenn nach Potenzen von h geordnet wird,

$$h^3 - \frac{6}{8}\,\frac{l^2.\gamma}{p}\,.\,h^2 = \frac{6.7.l^2}{5.8.n.p}\,(B\,q + f). \qquad (149)$$

Bestehen die Balken aus Tannenholz, welches bei mäßigen Erschütterungen und möglichst langer Dauer mit 75 Kilogr. Druck pro □Centim. beansprucht werden kann und im durchnäßten Zustande 1000 Kilogr. pro Kubikmet. wiegt, so ist für die in Figur 19 und 20 dargestellte Brücke mit der Spannweite von 8,5 Met. und der Breite von 4 Met. bei 6 Straßenträgern, wenn q = 560 Kilogr. pro □Met. angenommen wird und f mit Einschluß der Brüstung 80 Kilogr. pro laufendes Meter beträgt, nach Einsetzung dieser Werthe

$$h^3 - \frac{6}{8}\,.\,\frac{8{,}5^2.1000}{750000}\,.\,h^2 = \frac{6.7.8{,}5^2}{5.8.6.750000}\,(4.560 + 80),$$

und nach gehöriger Reduction

$$h^3 - 0{,}072\,h^2 = 0{,}04,$$

woraus mit hinreichender Annäherung h = 0,4 Met. und $b = \frac{5}{7}\,.\,0{,}4 = 0{,}285$ Met. oder rund 0,3 Met. gefunden wird.

Wählt man einen Bohlenbelag und nimmt an, daß die Bohlen über einem Balken gestoßen, d. h. als an einem Ende freiaufliegen, am andern Ende festgehalten sind, siehe Fig. 4, so ist die in der Mitte concentrirte Belastung*)

$$P = 5\,\frac{1}{3}\,.\,p\,.\,\frac{b\,h^2}{6\,l^2},$$

woraus die Dicke

$$h = \frac{3}{2}\sqrt{\frac{1}{2.p.b}\,.\,P} \quad . \; . \; . \quad (150)$$

gefunden wird. Nimmt man das Gewicht P eines schwersten Wagenrads zu 5000 Kilogr. und die Breite der Bohlen zu 0,25 Met. an, so ist, da die freiliegende Weite

$$l = \frac{B - 6.0{,}3}{5} = \frac{4 - 1{,}8}{5} = 0{,}44 \text{ Met.}$$

beträgt, die Stärke des Bohlenbelags

$$h = \frac{3}{2}\sqrt{\frac{0{,}44.5000}{2.750000.0{,}25}} = 0{,}12 \text{ Met.}$$

Werden die Enden der Balken mit den Auflagern verankert, siehe Fig. 22 und 23, so ist in Gleichung (146) nur $12 = 8\,.\,\frac{3}{2}$ statt 8 zu setzen. Hierdurch geht Gleichung (149) in die folgende über

$$h^3 - \frac{6}{12}\,.\,\frac{l^2.\gamma}{p}\,.\,h^2 = \frac{6.7.l^2}{5.12.n.p}\,(B\,q + f). \qquad (151)$$

Behält man alle früher gewählten Zahlenwerthe bei, so ergiebt sich hieraus

$$h^3 - \frac{2}{3}\,.\,0{,}072\,h^2 = \frac{2}{3}\,.\,0{,}04,$$

woraus mit hinreichender Annäherung die geringeren Abmessungen h = 0,35 Met. und $b = \frac{5}{7}\,.\,0{,}35 = 0{,}25$ Met. gefunden werden.

Für Straßenbrücken mit Beschotterung ändert sich nun der Werth von f, während die Berechnung der Balkenstärken ähnlich durchgeführt werden kann. Bei der in Fig. 24 dargestellten Anordnung beträgt das Gewicht von

5 □Met. eichene Bedielung von 8 Centim. Stärke à 80 Kilogr.	400 Kilogr.
5 □Met. Beschotterung von 20 Centim. Stärke	2200 „
2 lauf. Met. Saumschwelle 15/20 Centim. stark à 30 Kilogr.	60 „
2 □Met. eichene Bedielung pro □Meter 45 Kilogr.	90 „
2 lauf. Met. Geländer incl. Verstrebung à 120 Kilogr.	240 „
zusammen	2990 Kilogr.,

mithin f = rot. 3000 Kilogr.

Hierher gehört auch die Berechnung der hölzernen Langschwellen eiserner Straßenbrücken. Liegen die eisernen Querträger der in Figur 17 dargestellten Brücke 185 Centim. von einander, so erfahren die tannenen Langschwellen die größte Anspruchnahme, wenn ein Karrenrad von $\frac{5000}{2} = 2500$ Kilogr. Gewicht über der Mitte ihrer freiliegenden Weite steht. Sieht man von deren Eigengewicht, und wegen der zu ihrer Befestigung erforderlichen Verschwächung durch Bolzenlöcher, von deren Continuität ab, so ergiebt sich deren größtes Angriffsmoment

$$M_{max} = \frac{1}{4}\,.\,2500.186 = 116250 \text{ Kilogrcentim.}$$

Wählt man Langschwellen von 15 Centim. Breite auf 25 Centim. Höhe, so ergiebt sich deren Widerstandsmoment

*) Vergl. Heinzerling, d. angr. u. widerst. Kräfte der Brücken- und Hochbauconstructionen. Berlin 1867. S. 60.

$$M = \frac{1}{6} . 15 . \overline{25}^2 . s = 1562{,}5 . s,$$

mithin die größte Spannung ihrer äußersten Fasern

$$s = \frac{116250}{1562{,}5} = \text{rot. } 74 \text{ Kilogr. pro } \square \text{ Centim.},$$

welches, selbst bei bedeutenden Erschütterungen und für möglichst lange Dauer, noch zulässig erscheint.

III. Die Steinbalkenbrücken.

Da die Steinbalkenbrücken, siehe Fig. 25 und 26, nur geringe Spannweiten zulassen, so ist die Stärke der Steine meist nach der Belastung Q durch ein schwerstes Wagenrad in deren Mitte zu bemessen. Bezeichnet t das Trägheitsmoment und a_1 den Abstand ihrer am meisten in Anspruch genommenen Zuglamelle, so ist

$$Q = 4 s . \frac{t}{l . a_1} . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (152)$$

Ist der Querschnitt der Steinplatte ein Rechteck von der Breite b und Höhe h, so ist $\frac{t}{a_1} = \frac{b h^2}{6}$, mithin

$$Q = 4 s . \frac{b h^2}{6 l} . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (153)$$

und hieraus entweder

$$b = \sqrt{\frac{3}{2} \frac{l}{b s} . Q} , \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (154)$$

oder

$$l = 4 s . \frac{b h^2}{6 Q} . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (155)$$

Für Sandsteinplatten von 0,5 Met. Breite, 0,2 Met. Dicke und 5 Kilogr. Zugfestigkeit pro Quadratcentimeter, erhält man bei einem Raddruck von 3000 Kilogr. die größte zulässige Spannweite

$$l = 4 . 5 . \frac{50 . \overline{20}^2}{6 . 3000} = 22{,}2 \text{ Centim.}$$

Für Basaltsäulen von den in Figur 27 und 28 dargestellten Querschnitten, für welche $s = 20$ Kilogr. pro $\square$ Centim. gesetzt werden kann,*) ist beziehungsweise $t = 7888$ und 27400, $a_1 = 8{,}775$ und $12{,}47$, mithin bei demselben Raddruck die größte zulässige Spannweite beziehungsweise

$$l = \frac{4 . 20 . 7888}{3000 . 8{,}775} = \text{rot. } 25 \text{ Centim.}$$

und
$$l = \frac{4 . 20 . 27400}{3000 . 12{,}47} = \text{rot. } 70 \text{ Centim.}$$

Befinden sich Steinplatten-Durchlässe unter hohen Dämmen, in welchem Falle ihre Belastung P als gleichförmig vertheilt angesehen werden kann, so ergiebt sich

*) Vergl. Deutsche Bauzeitung. Berlin 1870. Seite 305 ff.

$$P = 8 s . \frac{t}{l . a_1} , \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (156)$$

mithin unter übrigens gleichen Umständen das Doppelte der concentrirten Last Q. Auch die Spannweite läßt sich dann bei hinreichender Länge und Homogenität der Steine entsprechend vermehren.

Zweiter Abschnitt.

Die offengebauten Balkenbrücken.

Die offengebauten Träger der eisernen Balkenbrücken sind theils solche mit je zwei geraden, unter sich parallelen Gurtungen oder Parallelträger, theils solche mit polygonalen Gurtungen oder Polygonalträger.

I. Die Träger mit geraden parallelen Gurtungen oder Parallelträger.

Die Parallelträger sind entweder solche, deren Stäbe theils senkrecht, theils geneigt, also nach dem System des rechtwinkligen Dreiecks, oder solche, deren Stäbe sämmtlich geneigt und in diesem Falle nach dem System des gleichschenkligen Dreiecks angeordnet sind. Beide Trägergattungen enthalten diese Stabreihe entweder einfach, wenn ein Verticalschnitt außer den beiden Gurtungen nur einen Stab trifft, und sind dann Parallelträger mit einfacher Stabreihe oder mehrfach, wenn ein Verticalschnitt außer den beiden Gurtungen mehr als einen Stab trifft, und sind dann Parallelträger mit mehrfacher Stabreihe.

1) Die Parallelträger nach dem System des rechtwinkligen Dreiecks.

a) Mit einfacher Stabreihe.

Ist ein solcher Träger mit N Feldern von der Länge λ und mit der Höhe h in jedem untern Knotenpunkt mit dem ständigen Eigengewicht p und mit dem beweglichen Verkehrsgewicht q beschwert, so ergiebt sich nach dem Früheren die größte Anspruchnahme der oberen und unteren Gurtungsstücke bei voller Verkehrsbelastung, die größte Anspruchnahme der Vertical- und Diagonalstäbe bei der vollen Belastung des links oder rechts von dem betrachteten Stab befindlichen Trägerstücks, während der übrige Theil des Trägers von der beweglichen Belastung frei bleibt.

Führt man durch das beliebige m^{te} Feld des Trägers den verticalen Schnitt ab, siehe Tafel 25, Figur 1, und ersetzt die in demselben stattfindenden Spannungen der oberen

und untern Gurtung beziehungsweise durch die äußeren Kräfte X_m und Z_m und wählt als Drehpunkt von X_m den auf der unteren Gurtung in der Entfernung $m\lambda$ vom linken Auflager gelegnen Punkt D_m, in welchem sich der mitdurchschnittene untere Gurtungstheil und Diagonalstab schneiden, als Drehpunkt von Z_m den auf der obern Gurtung in dem Abstande $(m-1)\lambda$ vom linken Auflager befindlichen Punkt D_{m-1}, siehe Figur 2, in welchem sich der mitdurchschnittene obere Gurtungstheil und Diagonalstab schneiden, so bildet h den Hebelsarm jener äußeren Kräfte X_m und Z_m, $X_m h$ und $Z_m h$ deren Widerstandsmoment. Bedeutet ${}^aM_m$ das auf den Drehpunkt D_m und ${}^aM_{m-1}$ das auf den Drehpunkt D_{m-1} bezogene Angriffsmoment, so ist

$$X_m h + {}^aM_m = 0,\ X_m = -\frac{{}^aM_m}{h},$$

mithin, wenn aus Gleichung (5) der Werth für ${}^aM_m$ eingeführt wird, die Druckspannung

$$X_m = -(p+q)\frac{\lambda}{2h}.m(N-m), \quad (157)$$

worin der Factor $(p+q)\frac{\lambda}{2h}$ einen constanten und das Product $m(N-m)$ einen variablen Werth besitzt. Wird $m-1$ statt m gesetzt, so ergiebt sich die Druckspannung des $(m-1)^{ten}$ oberen Gurtungsstücks

$$X_{m-1} = -(p+q)\frac{\lambda}{2h}(m-1)(N-m+1). \quad (158)$$

Bildet man die Differenz der Druckspannungen im m^{ten} und $(m-1)^{ten}$ Felde der oberen Gurtung, so ergiebt sich

$$X_m - X_{m-1} = -\frac{\lambda}{2h}(p+q)(N-2m+1), \quad (159)$$

worin $\frac{\lambda}{2h}(p+q)$ einen constanten und $N-2m+1$ einen variablen Factor bezeichnet; man erhält z. B. für eine gerade Zahl $N = 2n$ von Feldern

m =	1	2	n − 1	n	n + 1	n + 2	2n − 1	2n
2n − 2m + 1 =	2n − 1	2n − 3	3	1	− 1	− 3	− (2n − 3)	− (2n − 1)

Die Unterschiede der Druckspannungen in den oberen Gurtungsstücken nehmen daher von der Mitte nach den Enden hin zu wie die Reihe der ungeraden Zahlen. Sie entsprechen mithin den Ordinatendifferenzen einer Parabel von der Spannweite $2n\lambda$ und der Pfeilhöhe $X_n = -(p+q)\frac{\lambda}{2h}.n^2$ welche die Druckspannung der oberen Gurtung in deren Mitte darstellt und aus Gleichung (157) erhalten wird, wenn darin $m = n$ gesetzt wird. Die Stärken der oberen Gurtungsstücke lassen sich daher auf die in Figur 3 dargestellte Art durch Construction erhalten.

Für die Spannung in der unteren Gurtung ergiebt sich

$$-Z_m h + {}^aM_{m-1} = 0 \text{ und } Z_m = \frac{{}^aM_{m-1}}{h},$$

mithin, wenn aus Gleichung (6) der Werth für ${}^aM_{m-1}$ eingeführt wird, die Zugspannung

$$Z_m = (p+q)\frac{\lambda}{2h}(m-1)(N-m+1). \quad (160)$$

worin nur das Product $(m-1)(N-m+1)$ einen variablen Werth besitzt. Aus dieser und aus Gleichung (158) folgt

$$Z_m = -X_{m-1}. \quad (161)$$

Die Zugspannung des unteren Gurtungsstückes ist also der Druckspannung des $(m-1)^{ten}$ oberen Gurtungsstücks numerisch gleich.

Im $(m+1)^{ten}$ Felde ergiebt sich analog

$$Z_{m+1} = (p+q)\frac{\lambda}{2h}m(N-m) = -X_m.$$

Die Zugspannung des $(m-1)^{ten}$ unteren Gurtungsstücks erhält man, wenn in Gleichung (160) $m-1$ statt m gesetzt wird,

$$Z_{m-1} = (p+q)\frac{\lambda}{2h}(m-2)(N-m+2), \quad (162)$$

mithin die Differenz:

$$Z_m - Z_{m-1} = (p+q)\frac{\lambda}{2h}(N-2m+3). \quad (163)$$

Nimmt man wieder eine gerade Zahl $N = 2n$ von Feldern an, so erhält man für

m =	1	2	n − 1	n	n + 1	n + 2	n + 3	2n − 1	2n
2n − 2m + 3 =	2n + 1	2n − 1	2n − 3	3	1	− 1	− 3	− (2n − 5)	− (2n − 3)

Die Unterschiede der Zugspannungen in den unteren Gurtungsstücken nehmen daher von der Mitte nach den Enden hin ebenfalls zu, wie die Reihe der ungeraden Zahlen. Sie entsprechen mithin den Ordinatendifferenzen derselben Parabel, weshalb sich die Strecken der unteren Gurtungsstücke auf die in Fig. 3 dargestellte Art durch Construction erhalten lassen.

Führt man durch den beliebigen m^{ten} Verticalstab den Schnitt cd, s. Taf. 25, Fig. 4, ersetzt die in den 3 durchschnittenen Stangen stattfindenden Spannungen durch die äußeren Kräfte X_m, Z_m und V_m, wovon jede der beiden ersteren horizontal, die letztere vertical aufwärts wirkt und berücksichtigt nur das Gleichgewicht gegen lothrechtes Fortschreiten, so bleiben jene Horizontalspannungen X_m und Z_m außer Betracht, während die Verticalspannung V_m der in dem m^{ten} Knotenpunkt herrschenden größten Verticalscheerkraft gleich und entgegengesetzt, mithin nach Gleichung (106)

$$\mathfrak{V}_m = -V_m \quad \ldots\ldots \quad (164)$$

sein muß.

Man erhält mithin nach Gleichung (78) die größte Druckspannung

$$\mathfrak{V}_m \min = -V_m \max = -\frac{p}{2}(N-2m-1) - \frac{q}{2N}(N-m)(N-m-1) \quad \ldots\ldots \quad (165)$$

und nach Gleichung (79) die größte Druckspannung

$$\mathfrak{V}_m \max = -V_m \min = -\frac{p}{2}(N-2m-1) + \frac{q}{2N} m(m+1). \quad \ldots\ldots \quad (166)$$

Setzt man in diesen Formeln $(m-1)$ statt m, so ergiebt sich für den $(m-1)^{ten}$ Verticalstab die größte Druckspannung

$$\mathfrak{V}_{m-1} \min = -V_{m-1} \max = -\frac{p}{2}(N-2m+1) - \frac{q}{2N}(N-m)(N-m+1) \quad \ldots\ldots \quad (167)$$

und die größte Zugspannung

$$\mathfrak{V}_{m-1} \max = -V_{m-1} \min = -\frac{p}{2}(N-2m+1) + \frac{q}{2N} m(m-1) \quad \ldots\ldots \quad (168)$$

Die vorstehend berechneten Spannungen der Verticalstäbe gelten für Brücken mit kleinen Spannweiten, also mit im Verhältniß zur beweglichen Last geringer ständiger Belastung. Bei Brücken mit größeren Spannweiten, also mit einer im Verhältniß zur beweglichen Last größeren ständigen Belastung, ist zu berücksichtigen, daß das Eigengewicht p pro Knotenpunkt nicht ausschließlich am unteren Endpunkte der Verticalen, sondern mit einem bestimmten Antheile αp am oberen und nur mit dem Reste von $p(1-\alpha)$ an dem unteren Endpunkte wirkt. Jener Antheil αp übt in dem vorstehenden Falle, wo die Gesammtlast $p+q$ am Fuße der Verticalen wirkend angenommen wurde, einen Druck auf die letztere aus und muß deßhalb bei jeder berechneten Spannung der Verticalen

$$\mathfrak{V}_m \max - \alpha p \text{ statt } \mathfrak{V}_m \max$$
$$\text{und } \mathfrak{V}_m \min - \alpha p \text{ „ } \mathfrak{V}_m \min$$

gesetzt werden. Wird die Fahrbahn oben liegend, also die ganze ständige Belastung p und bewegliche Belastung q per Knotenpunkt ursprünglich am oberen Endpunkte der Verticalen wirkend angenommen, so ist der zuvor erwähnte Antheil αp der ständigen Belastung an deren unterem Endpunkte, also auf Zug wirkend anzunehmen, mithin bei den zuvor ermittelten Spannungen der Verticalen

$$\mathfrak{V}_m \max + \alpha p \text{ statt } \mathfrak{V}_m \max$$
$$\text{und } \mathfrak{V}_m \min + \alpha p \text{ „ } \mathfrak{V}_m \min$$

zu setzen. In beiden Fällen bezieht sich die erwähnte Veränderung der Spannungszahlen nur auf diejenigen der Verticalen und bleibt, da alsdann die für die Spannungen der Gurtungen und Diagonalen gemachten Voraussetzungen eintreten, ohne Einfluß auf die Spannungszahlen der letztgenannten Constructionstheile.

Führt man durch den m^{ten} Diagonalstab den Schnitt ab, siehe Taf. 25, Fig. 5, ersetzt die in den 3 durchschnittenen Stangen stattfindenden Spannungen durch die äußeren Kräfte X_m, Z_m, Y_m und zerlegt die letztere in ihre wagrechte Componente $Y_m \cdot \frac{\lambda}{d}$ und in die abwärts wirkende lothrechte Componente $Y_m \cdot \frac{h}{d}$, so kommt, wenn man nur das Gleichgewicht gegen lothrechtes Fortschreiten berücksichtigt, die Verticalspannung $Y_m \cdot \frac{h}{d}$ der in dem $(m-1)^{ten}$ Knotenpunkt herrschenden größten Verticalscheerkraft gleich, mithin muß

$$-Y_m \cdot \frac{h}{d} + V_{m-1} = 0 \text{ oder } Y_m = \frac{d}{h} \cdot V_{m-1} \quad \ldots\ldots \quad (169)$$

sein. Wird der Maximal- und Minimalwerth von V_{m-1} aus Gleichung (78ᵃ) und 79ᵃ) eingeführt, so erhält man die größte Zugspannung

$$Y_m \max = \frac{d}{h}\left[\frac{p}{2}(N - 2m + 1) + \frac{q}{2N}(N - m)(N - m + 1)\right] \quad . \; . \; . \; . \; . \; (170)$$

und die größte Druckspannung

$$Y_m \min = \frac{d}{h}\left[\frac{p}{2}(N - 2m + 1) - \frac{q}{2N}m(m - 1)\right]. \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; . \; (171)$$

Die Grenzspannungen des Diagonalstabes im m^{ten} Felde lassen sich folglich aus den Grenzspannungen des $(m-1)^{ten}$ Verticalstabs finden, indem man dieselben mit $-\frac{d}{h}$ multiplicirt. Tritt also, wie hier in dem oberen $(m-1)^{ten}$ Knotenpunkte, wo der m^{te} Diagonalstab und $(m-1)^{te}$ Verticalstab sich treffen, keine neue Belastung hinzu, so besitzen dieselben Verticalspannungen von gleicher Größe und entgegengesetztem Vorzeichen.

Für den in Figur 6 dargestellten Träger mit $N = 8$ Feldern von $h = 2{,}5$ Met. Höhe und $\lambda = 2{,}5$ Met. Weite, dessen untere Knotenpunkte mit der ständigen Last $p = 1750$ Kilogr.*) und der beweglichen Last $q = 5600$ Kilogr.,**) also mit der gesammten Last $p + q = 7350$ Kilogr. beschwert sind, ergeben sich aus den vorstehenden Formeln die nachfolgenden Spannungen.

1) Die Spannungen X in den oberen Gurtungsstücken nach Formel (157)

$$X_m = -(p + q)\frac{\lambda}{2h}m(N - m).$$

Werden obige Zahlenwerthe eingeführt, so ist für alle Felder $X_m = -7350.\frac{2{,}5}{2.2{,}5}m(8 - m) = -3675.m(8 - m)$.

Für $m = 1$ ist $X_1 = -3675.1.7 = -25725$ Kilogr.
" $m = 2$ " $X_2 = -3675.2.6 = -44100$ "
" $m = 3$ " $X_3 = -3675.3.5 = -55125$ "
" $m = 4$ " $X_4 = -3675.4.4 = -58800$ "
" $m = 5$ " $X_5 = -3675.5.3 = -55125$ "
" $m = 6$ " $X_6 = -3375.6.2 = -44100$ "
" $m = 7$ " $X_7 = -3675.7.1 = -25725$ "
" $m = 8$ " $X_8 = -3675.8.0 = 0$ "

2) Die Spannungen Z in den unteren Gurtungsstücken nach Formel (160)

$$Z_m = (p + q)\frac{\lambda}{2h}(m - 1)(N - m + 1).$$

Werden obige Zahlenwerthe eingeführt, so ist $Z_m = 7350.\frac{2{,}5}{2.2{,}5}(m - 1)(8 - m + 1) = 3675(m - 1)(9 - m)$.

---

*) Das Eigengewicht vorstehender Brücke (kleine Oeffnung der Brücke über den alten Rhein bei Griethausen) beträgt nämlich bei

2 Tragwänden zu 5290 Kilogr.	10580	Kilogr.
9 Querträgern zu 710 "	6390	"
16 Schwellenträgern zu 190 "	3040	"
einer Fahrbahn mit je 3 Querträgern pro Feld, mit Bohlenbelag und Schienen sammt Befestigungsmitteln zu	7200	"
einem Horizontalverband unter der Fahrbahn zu .	560	"
Zusammen	27770	"

mithin für jeden Knotenpunkt einer Tragwand

$$p = \frac{27770}{2.8} = 1735, \text{ rot. } 1750 \text{ Kilogr.}$$

**) Werden 2 Tenderlocomotiven von 37500 Kilogr. Gewicht und 8,5 Met. Länge als größte Belastung angesehen, so entfällt nämlich für jeden Knotenpunkt einer Tragwand

$$q = \frac{37500.2{,}5}{8{,}5\;.\;2} = 5514, \text{ rot. } 5600 \text{ Kilogr.}$$

Für m = 1 ist $Z_1 = + 3675.0.8 = \quad 0$ Kilogr.
" m = 2 " $Z_2 = + 3675.1.7 = + 25725$ "
" m = 3 " $Z_3 = + 3675.2.6 = + 44100$ "
" m = 4 " $Z_4 = + 3675.3.5 = + 55125$ "
" m = 6 " $Z_5 = + 3675.4.4 = + 58800$ "
" m = 5 " $Z_6 = + 3675.5.3 = + 55125$ "
" m = 7 " $Z_7 = + 3675.6.2 = + 44100$ "
" m = 8 " $Z_8 = + 3675.7.1 = + 25725$ "

3) Die Spannungen V in den Verticalständern nach den Formeln (165) und (166).

a) Berechnung der Maximalspannungen nach der Gleichung (166).

$$V_m \max = -\frac{p}{2}(N - 2m - 1) + \frac{q}{2N} m(m + 1).$$

Werden obige Zahlenwerthe eingeführt, so erhält man

$$V_m \max = -875(7 - 2m) + 350.m(m + 1).$$

Für m = 0 ist $V_0 \max = -875.7 + 350.0.1 = - \quad 6125$ Kilogr.
" m = 1 " $V_1 \max = -875.5 + 350.1.2 = - \quad 3675$ "
" m = 2 " $V_2 \max = -875.3 + 350.2.3 = - \quad 525$ "
" m = 3 " $V_3 \max = -875.1 + 350.3.4 = + \quad 3325$ "
" m = 4 " $V_4 \max = +875.1 + 350.4.5 = + \quad 7875$ "
" m = 5 " $V_5 \max = +875.3 + 350.5.6 = + 13125$ "
" m = 6 " $V_6 \max = +875.5 + 350.6.7 = + 19075$ "
" m = 7 " $V_7 \max = +875.7 + 350.7.8 = + 25725$ "

b) Berechnung der Minimalspannungen nach der Gleichung (165).

$$V_m \min = -\frac{p}{2}(N - 2m - 1) - \frac{q}{2N}(N - m)(N - m - 1).$$

Werden obige Zahlenwerthe eingeführt, so erhält man

$$V_m \min = -875(7 - 2m) - 350.(8 - m)(7 - m).$$

Für m = 0 ist $V_0 \min = -875.7 - 350.8.7 = - 25725$ Kilogr.
" m = 1 " $V_1 \min = -875.5 - 350.7.6 = - 19075$ "
" m = 2 " $V_2 \min = -875.3 - 350.6.5 = - 13125$ "
" m = 3 " $V_3 \min = -875.1 - 350.5.4 = - \quad 7875$ "
" m = 4 " $V_4 \min = +875.1 - 350.4.3 = - \quad 3325$ "
" m = 5 " $V_5 \min = +875.3 - 350.3.2 = + \quad 525$ "
" m = 6 " $V_6 \min = +875.5 - 350.2.1 = + \quad 3675$ "
" m = 7 " $V_7 \min = +875.7 - 350.1.0 = + \quad 6125$ "

Wie man hieraus ersieht, kehren die Maximal- und Minimalspannungen der Verticalen in der zweiten Hälfte des Trägers mit entgegengesetzten Zeichen wieder.

Wirkt ein Dritttheil der ständigen Last $\frac{p}{3} = 583$ am oberen und $\frac{2}{3} p = 1067$ am unteren Ende der Verticalen, so ist jeder der zuvor berechneten Spannungen der Werth — 583 Kilogr. hinzuzufügen, also z. B. für m = 5 $V_5 \max - \frac{p}{3} = 13125 - 583 = 12542$ Kilogr. statt $V_5 \max = 13125$ Kilogr. und $V_5 \min - \frac{p}{3} = + 525 - 583 = - 58$ Kilogr. statt $V_5 \min = + 525$ zu setzen.

4) Die Spannungen Y in den Diagonalen nach den Formeln (170) und (171).

a) Berechnung der Maximalspannungen nach der Gleichung (170)

$$Y_m \max = \frac{d}{h}\left[\frac{p}{2}(N-2m+1)+\frac{q}{2N}(N-m)(N-m+1)\right] = -\frac{d}{h}V_{m-1}\min.$$

Werden obige Zahlenwerthe eingeführt und $d = h\sqrt{2}$ gesetzt, so ist

$$Y_m \max = \sqrt{2}\,[875(9-2m)+350(8-m)(9-m)] = -\sqrt{2}\,.\,V_{m-1}\min.$$

Für $m = 1$ ist $Y_1 \max = \sqrt{2}\,(+875.7+350.7.8) = +\sqrt{2}\,.25725 = 36380$ Kilogr.
„ $m = 2$ „ $Y_2 \max = \sqrt{2}\,(+875.5+350.6.7) = +\sqrt{2}\,.19075 = 26976$ „
„ $m = 3$ „ $Y_3 \max = \sqrt{2}\,(+875.3+350.5.6) = +\sqrt{2}\,.13125 = 18560$ „
„ $m = 4$ „ $Y_4 \max = \sqrt{2}\,(+875.1+350.4.5) = +\sqrt{2}\,.\ 7875 = 11137$ „
„ $m = 5$ „ $Y_5 \max = \sqrt{2}\,(-875.1+350.3.4) = +\sqrt{2}\,.\ 3325 = 4702$ „
„ $m = 6$ „ $Y_6 \max = \sqrt{2}\,(-875.3+350.2.3) = -\sqrt{2}\,.\ 525 = -742$ „
„ $m = 7$ „ $Y_7 \max = \sqrt{2}\,(-875.5+350.1.2) = -\sqrt{2}\,.\ 3675 = -5196$ „
„ $m = 8$ „ $Y_8 \max = \sqrt{2}\,(-875.7+350.0.1) = -\sqrt{2}\,.\ 6125 = -8661$ „

b) Berechnung der Minimalspannungen nach der Gleichung (171)

$$Y_m \min = \frac{d}{h}\left[\frac{p}{2}(N-2m+1)-\frac{q}{2N}\,m(m-1)\right] = -\frac{d}{h}V_{m-1}\max$$

und wenn obige Zahlenwerthe eingeführt werden,

$$Y_m \min = \sqrt{2}\,[850(9-2m)-350.m(m-1)] = -\sqrt{2}\,.\,V_{m-1}\max.$$

Für $m = 1$ ist $Y_1 \min = \sqrt{2}\,.(+875.7-350.1.0) = +\sqrt{2}\,.\ 6125 = +\ 8661$ Kilogr.
„ $m = 2$ „ $Y_2 \min = \sqrt{2}\,.(+875.5-350.2.1) = +\sqrt{2}\,.\ 3675 = +\ 5196$ „
„ $m = 3$ „ $Y_3 \min = \sqrt{2}\,.(+875.3-350.3.2) = +\sqrt{2}\,.\ 525 = +\ 742$ „
„ $m = 4$ „ $Y_4 \min = \sqrt{2}\,.(+875.1-350.4.3) = -\sqrt{2}\,.\ 3325 = -\ 4702$ „
„ $m = 5$ „ $Y_5 \min = \sqrt{2}\,.(-875.1-350.5.4) = -\sqrt{2}\,.\ 7875 = -11137$ „
„ $m = 6$ „ $Y_6 \min = \sqrt{2}\,.(-875.3-350.6.5) = -\sqrt{2}\,.13125 = -18560$ „
„ $m = 7$ „ $Y_7 \min = \sqrt{2}\,.(-875.5-350.7.6) = -\sqrt{2}\,.19075 = -26976$ „
„ $m = 8$ „ $Y_8 \min = \sqrt{2}\,.(-875.7-350.8.7) = -\sqrt{2}\,.25725 = -36380$ „

Wie man sieht, kehren auch hier die Maximal- und Minimalspannungen der Diagonalen in der zweiten Hälfte des Trägers mit entgegengesetzten Zeichen wieder. Alle hier berechneten Spannungszahlen sind in Fig. 7 zusammengestellt.

Werden in dem so berechneten Systeme nur die gezogenen oder nur die gedrückten Diagonalen und die ihnen entsprechenden nur gedrückten oder nur gezogenen Verticalen beibehalten, so erhält man die in Figur 8 und 9 dargestellten Parallelträger nach dem System des rechtwinkeligen Dreiecks mit unten liegender Fahrbahn und nur gezogenen oder nur gedrückten Diagonalen.

Der Parallelträger mit nur gezogenen Diagonalen entsteht daher, wenn in allen Feldern, welche nur gedrückte Diagonalen enthalten, diese letzteren mit den entgegengesetzt steigenden, nur gezogenen Diagonalen vertauscht und in allen Feldern, welche theils gedrückte, theils gezogene Diagonalen enthalten, die entgegengesetzt steigende, nur gezogene Diagonale eingeschaltet wird.

Der Parallelträger mit nur gedrückten Diagonalen entsteht daher, wenn in allen Feldern, welche nur gezogene Diagonalen enthalten, diese letzteren mit den entgegengesetzt steigenden, nur gedrückten Diagonalen vertauscht und in allen Feldern, welche theils gezogene, theils gedrückte Diagonalen enthalten, die entgegengesetzt steigende, nur gedrückte Diagonale hinzugefügt wird.

Liegt die Brückenbahn oben, siehe Figur 10, sind also die oberen Knotenpunkte belastet, so bringt dies, wie ein Blick

auf die Figuren 1, 2 und 5 lehrt, eine Aenderung in der Berechnung der Spannungen weder der Gurtungen, noch der Diagonalen hervor. Dagegen kommt durch den schrägen Schnitt in Figur 4, wie ein Blick auf diese Figur lehrt, bei Berechnung der Spannungen in den Verticalen die Belastung des m^{ten} Knotenpunktes in Wegfall und nur noch die Belastung des $(m-1)^{ten}$ Knotenpunktes in Betracht. Man erhält mithin für den m^{ten} Verticalstab dieses Parallelträgers dieselbe Spannung, wie für den $(m-1)^{ten}$ Verticalstab des zuvor betrachteten Parallelträgers, mithin aus den Gleichungen (167) und (168) die Grenzspannungen des beliebigen m^{ten} Verticalstabes

$$V_m \min = -\frac{p}{2}(N-2m+1) - \frac{q}{2N}(N-m)(N-m+1) \quad \ldots \quad (172)$$

$$V_m \max = -\frac{p}{2}(N-2m+1) + \frac{q}{2N}m(m-1). \quad \ldots \quad (173)$$

Auf diese Weise ergiebt sich, wenn obiges Beispiel beibehalten wird, für welches diese Werthe bereits berechnet sind, aus dem Schema in Fig. 7 sofort das Schema in Fig. 10 für alle zwischen den Stützpunkten befindlichen Theile des Trägers. Die der neuen Belastungsweise entsprechende Spannung des linken Endständers ergiebt sich aus Figur 11

$$V_0 + A = 0 \text{ oder } \mathfrak{V}_0 = -A,$$

mithin, wenn der größte, bei voller Belastung und der kleinste, bei vollkommener Entlastung eintretende Auflagerdruck eingeführt wird,

$$V_0 \min = -(p+q)\frac{N}{2} = -7350.4 = -29400 \text{ Kilogr.}$$

$$V_0 \max = -p\frac{N}{2} = -1750.4 = -7000 \text{ Kilogr.}$$

Die Grenzspannungen des rechten Endständers erhält man bei seiner vollen Belastung aus Fig. 12

$$-V_N - \frac{p+q}{2} = 0 \text{ und } V_N \min = -\frac{p+q}{2} = -3675 \text{ Kilogr.}$$

und bei seiner vollständigen Entlastung

$$-V_N - \frac{p}{2} = 0 \text{ und } V_N \max = -\frac{p}{2} = -875 \text{ Kilogr.},$$

Aus dem so vervollständigten Schema, Figur 10, lassen sich in einer, der oben angegebenen Methode ganz analogen, Weise die in den Figuren 13 und 14 dargestellten Parallelträger mit oben liegender Brückenbahn und nur gezogenen oder nur gedrückten Diagonalen mit den ihnen entsprechenden nur gedrückten und nur gezogenen Verticalen ableiten.

Ist die Brückenbahn mit den Verticalstäben zwischen deren Kopf- und Fußende verbunden, so bringt diese Anordnung gleich der vorhergehenden keine Aenderung in der Berechnung, weder der Gurtungen noch der Diagonalen, hervor, dagegen nehmen die Verticalstäbe oberhalb der Brückenbahn die Spannung der Verticalen mit angehängter und unterhalb der Brückenbahn die Spannung der Verticalen mit aufgesetzter Brückenbahn an. Werden diese, früher entwickelten Spannungen der Verticalstäbe ihrem oberen und unteren Theile beigeschrieben und dieselben Spannungen der Gurtungen und Diagonalen eingetragen, so entsteht das Schema in Figur 15, aus welchem wieder, in der früher angegebenen Weise, sowohl der Parallelträger mit nur gezogenen Diagonalen und nur gedrückten Verticalen, siehe Figur 16, als auch der Parallelträger mit nur gedrückten Diagonalen und nur gezogenen Verticalen, siehe Figur 17, abgeleitet werden kann.

Denkt man sich das Schema in Figur 6 in horizontalem Sinne umgedreht und so auf das Schema in Fig. 6 gelegt, daß sich sowohl die Gurtungen, als die Endständer decken, so entsteht der Parallelträger mit gekreuzten Diagonalen, dessen Gurtungen und Verticalständer, als die sich deckenden und vereinigten Theile, Spannungen annehmen, die der algebraischen Summe jener Spannungen gleich sind, welche sie in getrenntem Zustande erfahren. Werden für den zusammengesetzten Träger dieselben oder ähnliche Belastungen beibehalten, wie für die Knotenpunkte der getrennten Träger, so hat jeder der letzteren die Hälfte $\frac{p+q}{2}$ dieser Belastungen pro Knotenpunkt zu übertragen. Die Spannung im m^{ten} Felde der oberen Gurtung des zusammengesetzten Trägers bildet daher die halbe Summe der durch Gleichung (157) und (158) dargestellten Spannungen X_m und X_{m-1} der getrennten Träger und beträgt

$$X_m = -\frac{p+q}{2} \cdot \frac{\lambda}{2h}[m(N-m) + (m-1)(N-m+1)]. \quad \ldots \quad (174)$$

Ebenso bildet die Spannung im m^{ten} Felde der unteren Gurtung des zusammengesetzten Trägers die halbe Summe der durch Gleichung (160) und (161) dargestellten Spannungen Z_m und Z_{m+1} der getrennten Träger und beträgt

$$Z_m = \frac{p+q}{2} \cdot \frac{\lambda}{2h} [(m-1)N - m + 1) + m(N-m)] = -X_m. \quad \ldots \ldots (175)$$

Die Spannungen der oberen und unteren Gurtung sind daher in jedem Felde numerisch gleich, nur von entgegengesetztem Vorzeichen.

Die größte Druckspannung im m^{ten} Verticalstab des halbirten Trägers mit links steigenden Diagonalen beträgt nach Gleichung (165)

$$V_m \min = -\frac{p}{2}(N - 2m - 1) - \frac{q}{2N}(N-m)(N-m-1). \quad \ldots \ldots (176)$$

Die größte Zugspannung im m^{ten} Verticalstab des halbirten Trägers mit rechts steigenden Diagonalen beträgt $V_m \max = - V_m \min$, daher

$$V_m \max = \frac{p}{2}(N - 2m - 1) + \frac{q}{2N}(N-m)(N-m-1). \quad \ldots \ldots (177)$$

Mithin beträgt die Totalspannung des m^{ten} Verticalstabes $V_m \min + V_m \max = 0$, wenn man die Hälfte der ganzen Last in den oberen, die andere Hälfte in den unteren Knotenpunkten angreifen läßt. Liegt die Brückenbahn unten, so hat alsdann jeder Verticalstab die Last $\frac{p+q}{2}$ nach oben zu übertragen und erfährt die Zugspannung $+\frac{p+q}{2}$. Liegt die Brückenbahn oben, so hat jeder Verticalstab die Last $\frac{p+q}{2}$ nach unten zu übertragen und erfährt die Druckspannung $-\frac{p+q}{2}$. Liegt die Brückenbahn in der Mitte, so erfährt jeder Verticalstab in seinem oberen Theile die Zugspannung $+\frac{p+q}{2}$ und in seinem unteren Theile die Druckspannung $-\frac{p+q}{2}$. Die Spannung im linken und rechten Endständer ergiebt sich aus der Summe der Spannungen in den halbirten Trägern, mithin bei untenliegender Brückenbahn

$$V_0 \min = -\frac{(p+q)}{2}\frac{N}{2} + \frac{p+q}{4} = -\frac{(p+q)}{2}\frac{(N-1)}{2}, \quad \ldots \ldots (178)$$

bei obenliegender Brückenbahn

$$V_0 \min = -\frac{(p+q)}{2}\frac{N}{2} - \frac{p+q}{4} = -\frac{(p+q)}{2}\frac{(N+1)}{2}, \quad \ldots \ldots (179)$$

welche bei zwischenliegender Brückenbahn beziehungsweise dem oberen und unteren Theile des Verticalstabes entsprechen.

Die Spannungen der Diagonalen ergeben sich aus den Gleichungen (170) und (171), wenn darin $\frac{p}{2}$ statt p und $\frac{q}{2}$ statt q gesetzt wird,

$$Y_m \max = \frac{d}{2h}\left[\frac{p}{2}(N - 2m + 1) + \frac{q}{2N}(N-m)(N-m+1)\right], \quad \ldots \ldots (180)$$

$$Y_m \min = \frac{d}{2h}\left[\frac{p}{2}(N - 2m + 1) - \frac{q}{2N}m(m-1)\right]. \quad \ldots \ldots (181)$$

Werden die für den oben berechneten Träger gewählten Abmessungen und Belastungen beibehalten und eingeführt, so ergiebt sich die Spannung in den Gurtungen aus Gleichung (174)

$$X_m = -\frac{7350}{2} \cdot \frac{2{,}5}{2 \cdot 2{,}5}[m(8-m) + (m-1)(9-m) = -Z_m,$$

daher für $m = 1$, $X_1 = -3675 \cdot \frac{1}{2}(1.7 + 0.8) = -12863$ Kilogr. und $Z_1 = +12863$ Kilogr.

$m = 2$, $Y_2 = -3675 \cdot \frac{1}{2}(2.6 + 1.7) = -34913$ „ „ $Z_2 = +34913$ „

$m = 3$, $X_3 = -3675 \cdot \frac{1}{2}(3.5 + 2.6) = -49613$ „ „ $Z_3 = +49613$ „

$$m = 4,\ X_4 = -3675.\frac{1}{2}(4.4 + 3.5) = -56963 \text{ Kilogr. und } Z_4 = +56963 \text{ Kilogr.}$$

$$m = 5,\ X_5 = -3675.\frac{1}{2}(5.3 + 4.4) = -56963 \text{ " " } Z_5 = +56963 \text{ "}$$

$$m = 6,\ X_6 = -3675.\frac{1}{2}(6.2 + 5.3) = -49613 \text{ " " } Z_6 = +49613 \text{ "}$$

$$m = 7,\ X_7 = -3675.\frac{1}{2}(7.1 + 6.2) = -34913 \text{ " " } Z_7 = +34913 \text{ "}$$

$$m = 8,\ X_8 = -3675.\frac{1}{2}(8.0 + 7.1) = -27563 \text{ " " } Z_8 = +27563 \text{ "}$$

Die Spannung sämmtlicher Verticalen mit Ausnahme der Endständer ergiebt sich zu $\frac{p+q}{2} = \frac{7350}{2} = 3675$ Kilogr., welche bei unten liegender und oben liegender Brückenbahn beziehungsweise positiv und negativ, bei zwischenliegender Brückenbahn positiv im oberen und negativ im unteren Theil zu nehmen ist.

Die Spannung in den Endständern ist alsdann bei untenliegender Brückenbahn

$$V_0 \min = -\frac{7350}{2}.\frac{7}{2} = -12863 \text{ Kilogr.},$$

bei obenliegender Brückenbahn

$$V_0 \min = -\frac{7350}{2}.\frac{9}{2} = -16537 \text{ Kilogr.},$$

woraus sich auch diejenige bei zwischenliegender Brückenbahn ergiebt.

Für die Diagonalen sind die oben berechneten Spannungszahlen nur zu halbiren, es ergiebt sich mithin

$Y_1 \max = +18190$	Kilogr. und	$Y_1 \min = +4331$	Kilogr.
$Y_2 \max = +13488$	" "	$Y_2 \min = +2598$	"
$Y_3 \max = +9280$	" "	$Y_3 \min = +371$	"
$Y_4 \max = +5569$	" "	$Y_4 \min = -2351$	"
$Y_5 \max = +2351$	" "	$Y_5 \min = -5569$	"
$Y_6 \max = -371$	" "	$Y_6 \min = -9280$	"
$Y_7 \max = -2598$	" "	$Y_7 \min = -13488$	"
$Y_8 \max = -4331$	" "	$Y_8 \min = -18190$	"

Werden die soeben ermittelten Spannungszahlen zusammengestellt, so ergeben sich die Figuren 18, 19 und 20, welche den Parallelträger mit gekreuzten Diagonalen und unten-, oben- und zwischenliegender Brückenbahn darstellen.

b) Die Parallelträger nach dem System des rechtwinkligen Dreiecks mit mehrfacher Stabreihe.

Zerlegt man den in Figur 31 dargestellten Träger mit doppelter Stabreihe in die beiden, durch Figur 29 und 30 dargestellten Träger mit einfacher Stabreihe, so ergeben sich die Spannungszahlen des ersteren aus denjenigen der beiden letzteren.

Die Spannungszahlen des in Figur 29 dargestellten Trägers ergeben sich aus den zuvor entwickelten Gleichungen (157), (160), (165) und (166), (170) und (171). Die Spannungszahlen des in Figur 30 dargestellten Trägers, für welchen $\lambda' = \frac{\lambda}{2}$ und $p' + q' = \frac{3}{4}(p+q)$, sind wie folgt abzuleiten.

Führt man durch das m^te Feld den Schnitt ab, siehe Fig. 21, so ergiebt sich mit Bezug auf die Bezeichnungen der Figur für den m^{ten} Knotenpunkt D als Drehpunkt

$$X_m h + {}^a M_m = 0 \text{ und } X_m = -\frac{1}{h}.{}^a M_m$$

und wenn aus Gleichung (12) der Werth für ${}^a M_m$ eingeführt wird, die Druckspannung im m^{ten} Felde

$$X_m = -(p+q)\frac{\lambda}{2h}[m(N-m) + a(N + 2b - 1)]. \quad (182)$$

Bei der vorstehenden Anordnung ist $a = \frac{1}{2}$ und $b = \frac{3}{4}$, mithin, wenn diese Werthe eingeführt werden,

$$X_m = -(p+q)\frac{\lambda}{2h}\left[m(N-m) + \frac{2N-1}{4}\right]. \quad (183)$$

Setzt man $a = \frac{1}{2}$ und annäherungsweise $b = 1$, so erhält man

$$X_m = -(p+q)\frac{\lambda}{2h}\left[m(N-m) + \frac{N+1}{2}\right]. \quad (184)$$

Für die untere Gurtung ergiebt sich in demselben Felde nach Figur 22

$$-Z_m h + {}^aM_{m-1} = 0 \text{ und } Z_m = \frac{1}{h}.{}^aM_{m-1},$$

mithin, wenn aus Gleichung (14) der Werth für ${}^aM_{m-1}$ eingeführt wird, die Zugspannung im m^{ten} Felde

$$Z_m = (p+q)\frac{\lambda}{2h}[(m-1)(N-m+1) + a(N+2b-1)] \quad (185)$$

und da wieder $a = \frac{1}{2}$ und $b = \frac{3}{4}$ zu setzen ist,

$$Z_m = (p+q)\frac{\lambda}{2h}\left[(m-1)(N-m+1) + \frac{2N-1}{4}\right]. \quad (186)$$

Setzt man $a = \frac{1}{2}$ und wieder annäherungsweise $b = 1$, so erhält man

$$Z_m = (p+q)\frac{\lambda}{2h}\left[(m-1)(N-m+1) + \frac{N+1}{2}\right]. \quad (187)$$

Durch die Gleichungen (183) und (186) sind die Spannungen der Gurtungsstücke in den N—1 mittleren Feldern bestimmt. Die Spannungen in dem Feld 0 ergeben sich aus

$$X_0.h + A\lambda' = 0 \text{ und } X_0 = -\frac{a\lambda}{h}A,$$

mithin erhält man, wenn aus Gleichung (10ᵃ) der Werth von A eingeführt wird,

$$X_0 = -\frac{a\lambda}{h}(p+q)\left(b + \frac{N-1}{2}\right). \quad (188)$$

und wenn $a = \frac{1}{2}$ und $b = 1$ gesetzt wird,

$$X_0 = -(p+q)\frac{\lambda}{ah}\left(\frac{N+1}{2}\right) \quad (189)$$

während $Z_0 = 0$ wird. Dagegen erhalten, wie leicht einzusehen, die Spannungen in dem $N+1^{ten}$ Felde die Werthe

$$X_{N+1} = 0 \quad (189^a)$$

und

$$Z_{N+1} = (p+q)\frac{a\lambda}{h}\left(b + \frac{N-1}{2}\right), \quad (190)$$

mithin, wenn $a = \frac{1}{2}$ und $b = 1$ gesetzt wird,

$$Z_{N+1} = (p+q)\frac{\lambda}{2h}.\frac{(N+1)}{2} \quad (191)$$

Führt man durch den m^{ten} Verticalstab den Schnitt cd, siehe Figur 24, so ist $\mathfrak{V}_m$ der verticalen Scheerkraft V_m für den m^{ten} Knotenpunkt gleich und entgegengesetzt, mithin, wenn deren Werth beziehungsweise aus Gleichung (90) und (89) eingeführt wird,

$$\mathfrak{V}_m \max = -V_m \min = -\frac{p}{2}(N-2m-1) + \frac{q}{2a+N}\left[m\left(a + \frac{m+1}{2}\right) + a.b\right] \quad (192)$$

$$\mathfrak{V}_m \min = -V_m \max = -\frac{p}{2}(N-2m-1) - \frac{q}{2a+N}\left[(N-m-1)\left(a + \frac{N-m}{2}\right) + a.b\right] \quad (193)$$

Die vorstehenden Formeln gelten für $m = 0$ bis $m = N$, für den ersten Verticalstab ergiebt sich aus Fig. 7

$$V_0 + A = 0 \text{ und } V_0 = -A,$$

mithin, wenn der Werth von A aus Gleichung (10ᵃ) eingeführt wird,

$$V_0 = -(p+q)\left(b + \frac{N-1}{2}\right), \quad (194)$$

was zugleich den Minimalwerth bezeichnet, und woraus sich der Maximalwerth für $q = 0$ ergiebt.

Für den letzten Verticalstab ergiebt sich aus Figur 28

$$-V_{N+1} + 0 = 0 \text{ und } V_{N+1} = 0. \quad (195)$$

Führt man durch das m^{te} Feld den Schnitt ab, siehe Fig. 23, so ist die verticale Componente $Y_m.\frac{h}{d}$ von Y_m der verticalen Scheerkraft für den $(m-1)^{ten}$ Knotenpunkt gleich und direct entgegengesetzt, mithin, wenn deren Werth aus Gleichung (91) und (92) eingeführt wird,

$$Y_m \max = \frac{d}{h}\left[\frac{p}{2}(N-2m+1) + \frac{q}{2a+N}(N-m)\left(a+\frac{N-m+1}{2}\right)+a.b\right]. \quad . \quad (196)$$

$$Y_m \min = \frac{d}{h}\left[\frac{p}{2}(N-2m+1) - \frac{q}{2a+N}\left((m-1)\left(a+\frac{m}{2}\right)+a.b\right), \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (197)\right.$$

worin annäherungsweise $b = 1$ gesetzt werden kann.

Für das Feld 0 ergiebt sich aus Figur 25

$$-Y_0 . \frac{h}{d_1} + A = 0 \text{ und } Y_0 = \frac{d}{h} A,$$

mithin, wenn der Werth für A aus Gleichung (10ª) eingeführt wird,

$$Y_0 = \frac{d_1}{h}(p+q)\left(b + \frac{N-1}{2}\right). \quad . \quad (198)$$

Im $N + 1^{ten}$ Felde erhält man für die Länge $d_{\prime\prime}$ der Diagonale nach Figur 26 den numerisch gleichen, aber entgegengesetzten Werth

$$Y_{N+1} = -\frac{d_{\prime\prime}}{h}(p+q)\left(b+\frac{N-1}{2}\right). \quad . \quad (199)$$

Erhält der betrachtete Parallelträger mit 8 Feldern von je 2,5 Met. Höhe und Weite, welcher die ständige Last 1750 Kilogr. und die bewegliche Last 5600 Kilogr. pro Knotenpunkt zu tragen hat, eine doppelte Stabreihe, also 16 Felder von je 2,5 Met. Höhe und 1,25 Met. Weite, so trägt er bei derselben Gesammtbelastung per Knotenpunkt die Last 875 Kilogr. und 2800 Kilogr. und läßt sich in zwei einfache Systeme zerlegen, wovon das erstere dem früher betrachteten geometrisch gleich ist und statisch nur durch halb so große Spannungszahlen von demselben abweicht, welche in Fig. 29 zusammengestellt sind.

Das zweite System von der in Fig. 30 dargestellten Form hat 7 Felder von 2,5 Met. Weite in der Mitte, 2 Felder von 1,25 Met. an den Enden und erfährt nach den vorentwickelten Formeln die nachstehenden Spannungen.

1) Die Spannungen in den oberen Gurtungsstücken nach Formel (184).

Werden die Werthe $N = 7$, $a = \frac{1}{2}$, $p = 875$ Kilogr. und $q = 2800$ Kilogr. eingeführt, so ist allgemein

$$X_m = -3675 . \frac{2{,}5}{2 . 2{,}5}[m(7-m)+4].$$

Für $m = 1$ ist $X_1 = -1837{,}5(1.6+4) = -18375$ Kilogr.
" $m = 2$ " $X_2 = -1837{,}5(2.5+4) = -25725$ "
" $m = 3$ " $X_3 = -1837{,}5(3.4+4) = -29400$ "
" $m = 4$ " $X_4 = -1837{,}5(4.3+4) = -29400$ "
" $m = 5$ " $X_5 = -1837{,}5(5.2+4) = -25725$ "
" $m = 6$ " $X_6 = -1837{,}5(6.1+4) = -18375$ "
" $m = 7$ " $X_7 = -1837{,}5(7.0+4) = -7350$ "

Im ersten Endfelde beträgt die Spannung nach Gleichung (189)

$$X_0 = -1837{,}5 . 4 = -7350 \text{ Kilogr.},$$

im letzten Endfelde beträgt die Spannung nach Gleichung (189ª)

$$X_8 = 0.$$

2) Die Spannungen in den unteren Gurtungsstücken nach Formel (187).

Werden die obigen Werthe eingeführt, so ist allgemein

$$Z_m = 3675 . \frac{2{,}5}{2 . 2{,}5}[(m-1)(8-m)+4] = -X_{m-1}.$$

Für $m = 1$ ist $Z_1 = +1837{,}5(0.7+4) = +7350$ Kilogr.
" $m = 2$ " $Z_2 = +1837{,}5(1.6+4) = +18375$ "
" $m = 3$ " $Z_3 = +1837{,}5(2.5+4) = +25725$ "
" $m = 4$ " $Z_4 = +1837{,}5(3.4+4) = +29400$ "
" $m = 5$ " $Z_5 = +1837{,}5(4.3+4) = +29400$ "

Für $m = 6$ ist $Z_6 = + 1837{,}5\,(5.2 + 4) = + 25725$ Kilogr.
„ $m = 7$ „ $Z_7 = + 1837{,}5\,(6.1 + 4) = + 18375$ „

Im ersten Endfelde beträgt die Spannung

$$Z_0 = 0,$$

im letzten Endfelde beträgt die Spannung nach Gleichung (191)

$$Z_8 = + 1837{,}5 . 4 = + 7350 \text{ Kilogr.}$$

3) Die Spannungen V_m in den Verticalständern nach den Formeln (192) und (193).

a) Berechnung der Maximalspannungen nach der Gleichung (192), welche für $b = 1$ übergeht in:

$$V_m \max = - \frac{p}{2}(N - 2m - 1) + \frac{q}{2a + N}(m + 1)\left(a + \frac{m}{2}\right).$$

Werden obige Zahlenwerthe eingeführt, so ergiebt sich

$$V_m \max = - \frac{875}{2}(6 - 2m) + \frac{2800}{2.8}(m + 1)^2.$$

Für $m = 0$ ist $V_0 \max = - 437{,}5 . 6 + 175 . 1 = - 2450$ Kilogr.
„ $m = 1$ „ $V_1 \max = - 437{,}5 . 4 + 175 . 4 = - 1050$ „
„ $m = 2$ „ $V_2 \max = - 437{,}5 . 2 + 175 . 9 = + 700$ „
„ $m = 3$ „ $V_3 \max = - 437{,}5 . 0 + 175 . 16 = + 2800$ „
„ $m = 4$ „ $V_4 \max = + 437{,}5 . 2 + 175 . 25 = + 5250$ „
„ $m = 5$ „ $V_5 \max = + 437{,}5 . 4 + 175 . 36 = + 8050$ „
„ $m = 6$ „ $V_6 \max = + 437{,}5 . 6 + 175 . 49 = + 11200$ „
„ $m = 7$ „ $V_7 \max = + 437{,}5 . 8 + 175 . 64 = + 14700$ „

Die Maximalspannung im linken Endständer ergiebt sich aus Gleichung (194), wenn darin $q = 0$ und $b = 1$ gesetzt wird,

$$V_0 = - \frac{p}{2}(N + 1) = - 437{,}5 . 8 = - 3500 \text{ Kilogr.},$$

während sie im rechten Endständer nach Gleichung (195) den Werth 0 annimmt.

b) Berechnung der Minimalspannungen nach Gleichung (193), welche für $b = 1$ übergeht in:

$$V_m \min = - \frac{p}{2}(N - 2m - 1) - \frac{q}{2a + N}(N - m)\left(a + \frac{N - m - 1}{2}\right).$$

Werden obige Zahlenwerthe eingeführt, so ergiebt sich:

$$V_m \min = - \frac{875}{2}(6 - 2m) - \frac{2800}{2.8}(7 - m)^2.$$

Für $m = 0$ ist $V_0 \min = - 437{,}5 . 6 - 175 . 49 = - 11200$ Kilogr.
„ $m = 1$ „ $V_1 \min = - 437{,}5 . 4 - 175 . 36 = - 8050$ „
„ $m = 2$ „ $V_2 \min = - 437{,}5 . 2 - 175 . 25 = - 5250$ „
„ $m = 3$ „ $V_3 \min = + 437{,}5 . 0 - 175 . 16 = - 2800$ „
„ $m = 4$ „ $V_4 \min = + 437{,}5 . 2 - 175 . 9 = - 700$ „
„ $m = 5$ „ $V_5 \min = + 437{,}5 . 4 - 175 . 4 = + 1050$ „
„ $m = 6$ „ $V_6 \min = + 437{,}5 . 6 - 175 . 1 = + 2450$ „
„ $m = 7$ „ $V_7 \min = + 437{,}5 . 8 - 175 . 0 = + 3500$ „

Die Maximalspannung im linken Endständer ergiebt sich aus Gleichung (194), wenn darin b = 1 gesetzt wird,

$$V_0 = -(p+q)\frac{(N+1)}{2} = -3675.4 = -14700 \text{ Kilogr.},$$

während sie im rechten Endständer nach Gleichung (195) den Werth 0 annimmt.

4) Die Spannungen Y_m in den Diagonalen nach den Formeln (196) und (197).

a) Berechnung der Maximalspannungen nach der Gleichung (196), welche für b = 1 übergeht in:

$$Y_m \max = \frac{d}{h}\left[\frac{p}{2}(N-2m+1) + \frac{q}{2a+N}(N-m+1)\left(a+\frac{N-m}{2}\right)\right] = -\frac{d}{h}.V_{m-1}\min.$$

Werden die obigen Zahlenwerthe eingeführt, so ergiebt sich:

$$Y_m \max = \sqrt{2}\left[\frac{875}{2}(8-2m) + \frac{2800}{2.8}(8-m)^2\right] = -\sqrt{2}.V_{m-1}\min.$$

Für m = 1 ist $Y_1 \max = 1{,}414(+437{,}5.6 + 175.49) = +1{,}414.11200 = +15837$ Kilogr.
„ m = 2 „ $Y_2 \max = 1{,}414(+437{,}5.4 + 175.36) = +1{,}414.\ 8050 = +11388$ „
„ m = 3 „ $Y_3 \max = 1{,}414(+437{,}5.2 + 175.25) = +1{,}414.\ 5250 = +7424$ „
„ m = 4 „ $Y_4 \max = 1{,}414(+437{,}5.0 + 175.16) = +1{,}414.\ 2800 = +3960$ „
„ m = 5 „ $Y_5 \max = 1{,}414(-437{,}5.2 + 175.\ 9) = +1{,}414.\ 700 = +990$ „
„ m = 6 „ $Y_6 \max = 1{,}414(-437{,}5.4 + 175.\ 4) = -1{,}414.\ 1050 = -1485$ „
„ m = 7 „ $Y_7 \max = 1{,}414(-437{,}5.6 + 175.\ 1) = -1{,}414.\ 2450 = -3465$ „

Die Maximalspannung in der Diagonale des linken Endfeldes ergiebt sich aus Gleichung (198), wenn darin b = 1 und $d' = \sqrt{2{,}5^2 + 1{,}25^2} = 1{,}25\sqrt{5} = 1{,}25.2{,}236 = 2{,}79$ gesetzt wird,

$$Y_l \max = \frac{d_1}{h}(p+q)\frac{N+1}{2} = \frac{2{,}79}{2{,}5}.3675.4 = +16405 \text{ Kilogr.},$$

während sie in der Diagonale des rechten Endfeldes nach Gleichung (199) einen negativen Werth annimmt.

b) Berechnung der Minimalspannungen nach der Gleichung (197), welche für b = 1 übergeht in:

$$Y_m \min = \frac{d}{h}\left[\frac{p}{2}(N-2m+1) - \frac{q}{2a+N}m\left(a+\frac{m-1}{2}\right)\right] = -\frac{d}{h}V_{m-1}\max.$$

Werden die obigen Zahlenwerthe eingeführt, so ergiebt sich:

$$Y_m \min = \sqrt{2}\left[\frac{875}{2}(8-2m) - \frac{2800}{2.8}m^2\right] = -\sqrt{2}.V_{m-1}\max.$$

Für m = 1 ist $Y_1 \min = 1{,}414(+437{,}5.6 - 175.\ 1) = +1{,}414.\ 2450 = +3465$ Kilogr.
„ m = 2 „ $Y_2 \min = 1{,}414(+437{,}5.4 - 175.\ 4) = +1{,}414.\ 1050 = +1485$ „
„ m = 3 „ $Y_3 \min = 1{,}414(+437{,}5.2 - 175.\ 9) = -1{,}414.\ 700 = -990$ „
„ m = 4 „ $Y_4 \min = 1{,}414(+437{,}5.0 - 175.16) = -1{,}414.\ 2800 = -3960$ „
„ m = 5 „ $Y_5 \min = 1{,}414(-437{,}5.2 - 175.25) = -1{,}414.\ 5250 = -7424$ „
„ m = 6 „ $Y_6 \min = 1{,}414(-437{,}5.4 - 175.36) = -1{,}414.\ 8050 = -11383$ „
„ m = 7 „ $Y_7 \min = 1{,}414(-437{,}5.6 - 175.49) = -1{,}414.11200 = -15837$ „

Die Minimalspannung in der Diagonale des linken Endfeldes nimmt nach Gleichung (198) einen positiven Werth an, diejenige in der Diagonale des rechten Endfeldes ergiebt sich aus Gleichung (199), wenn darin b = 1 und d' = 2,79 gesetzt wird,

$$Y_r \min = -\frac{d_1}{h}(p+q)\frac{N+1}{2} = -\frac{2{,}79}{2{,}5}.3675.4 = -16405 \text{ Kilogr.}$$

Werden diese Spannungszahlen zusammengestellt, so ergiebt sich das Schema in Figur 30. Durch Vereinigung der beiden, in Figur 29 und 30 dargestellten Systeme und, indem man die Spannungen der sich deckenden Gurtungsstücke summirt, ergeben sich die Spannungszahlen des in Figur 31 dargestellten Schema's, woraus in der früher angegebenen Weise die beiden, in Fig. 32 und 33 dargestellten Träger mit unten liegender Fahrbahn hervorgehen, deren Diagonalen beziehungsweise nur Zugspannungen und Druckspannungen annehmen.

Ein Träger von derselben Systemform mit obenliegender Brückenbahn erfährt in seinen Gurtungsstücken und Diagonalen dieselben Anspruchnahmen. Die Spannungen in den Verticalstäben ergeben sich aber wie früher sofort, da in dem System Figur 29 und 30 jeder m^{te} Verticalstab die Spannung des $(m-1)^{ten}$, d. h. jene Verticalspannung annimmt, welche bei der Belastung ihrer oberen Endpunkte nunmehr der verticalen Spannungscomponente der m^{ten} Diagonale entspricht. Auf diese Weise ergiebt sich das in Figur 34 dargestellte Schema, dessen linker Endständer die dem größten Auflagerdrucke entsprechende Spannung

$$V_0 = -2 . \frac{(p+q)}{2} . \frac{N}{2} = -2 . \frac{7350}{2} . \frac{8}{2} = 29400 \text{ Kilogr.}$$

erfährt. Hieraus lassen sich nun in der früher angegebenen Weise die beiden in Figur 35 und 36 dargestellten Träger mit nur gezogenen und nur gedrückten Diagonalen bei oben liegender Brückenbahn sofort ableiten.

Werden die Träger mit mehr als zweifacher Stabreihe in ebensoviele einzelne Systeme zerlegt, als Stabreihen vorhanden sind, so lassen sich dieselben in analoger Weise gesondert berechnen. Für diejenigen derselben, deren Endfelder kürzer als die Mittelfelder sind, lassen sich, wenn jene einander gleich sind, wie im vorhergehenden Falle, die in den Formeln (12) und (14) enthaltenen Angriffsmomente und die in den Formeln (87) und (88) gegebenen Verticalscheerkräfte, wenn sie einander nicht gleich sind, die in den Formeln (11) und (13) enthaltenen Angriffsmomente und die in den Formeln (86) und (87ᵃ) gegebenen Verticalscheerkräfte benutzen.

2) Die Parallelträger nach dem System des gleichschenkligen Dreiecks.

a) Mit einfacher Stabreihe.

Die Träger dieses Systems sind entweder in allen Knotenpunkten der oberen und unteren Gurtung, siehe Tafel 27, Fig. 1, oder in den Knotenpunkten nur der oberen oder nur der unteren Gurtung belastet.

Ist ein in allen Knotenpunkten belasteter Träger mit N Feldern von der Länge 2λ und der Höhe h in jedem Knotenpunkt mit dem ständigen Gewichte p und dem beweglichen Gewichte q beschwert, so ergiebt sich nach dem Früheren die größte Ansprachnahme der oberen und unteren Gurtungsstücke bei voller Verkehrsbelastung, die größte Ansprachnahme der geneigten Stäbe bei der vollen Belastung des links oder rechts von dem betrachteten Stabe befindlichen Trägerstücks, während der übrige Theil des Trägers von der beweglichen Belastung frei bleibt.

Führt man durch das beliebige m^{te} Feld des Trägers, siehe Tafel 27, Figur 1, den Schnitt ab und ersetzt die in demselben stattfindenden Spannungen der oberen und unteren Gurtung beziehungsweise durch die äußeren Kräfte X_m und Z_m und wählt als Drehpunkt von X_m den auf der unteren Gurtung in der Entfernung $(2m-1)\lambda$ vom linken Stützpunkte gelegenen Punkt D_{m-1}, in welchem sich der mitdurchschnittene Gurtungstheil und Diagonalstab schneiden; als Drehpunkt von Z_m den auf der oberen Gurtung in dem Abstande $2m\lambda$ vom linken Stützpunkte befindlichen Punkt D_m, in welchem sich der mitdurchschnittene obere Gurtungstheil und Diagonalstab schneiden, so bildet h den Hebelsarm jener äußeren Kräfte X_m und Z_m, $X_m h$ und $Z_m h$ deren Widerstandsmoment. Bedeutet ${}^a M_{m-1}$ das auf den Drehpunkt D_{m-1} und ${}^a M_m$ das auf den Drehpunkt D_m bezogene Angriffsmoment, so ist

$$X_m h + {}^a M_{m-1} = 0 \text{ und } X_m = -\frac{{}^a M_{m-1}}{h},$$

mithin, wenn aus Gleichung (6) der Werth für ${}^a M_{m-1}$, worin nur 2 N statt N und 2 m statt m zu setzen ist, eingeführt wird, die im m^{ten} Felde herrschende Druckspannung der oberen Gurtung

$$X_m = -(p+q)\frac{\lambda}{h}\frac{(2m-1)(2N-2m+1)}{2}, \quad \ldots \ldots \ldots \quad (200)$$

worin der Factor $(p+q)\frac{\lambda}{2h}$ einen constanten und das Product $(2m-1)(2N-2m+1)$ einen variabeln Werth besitzt.

Für die untere Gurtung erhält man mit Bezug auf Figur 2

$$-Z_m h + {}^a M_m = 0 \text{ und } Z_m = \frac{{}^a M_m}{h},$$

mithin, wenn aus Gleichung (5) der Werth für ${}^a M_m$, worin nur 2 N statt N und 2 m statt m zu setzen ist, eingeführt wird, die im m^{ten} Felde herrschende Zugspannung der unteren Gurtung

$$Z_m = (p+q)\frac{\lambda}{h} . \frac{2m(2N-2m)}{2}, \quad . \quad (201)$$

worin nur das Product $2m(2N-2m)$ einen variabeln Werth besitzt.

Setzt man in den Gleichungen (200) und (201) $m-1$ statt m, so erhält man für das $(m-1)^{te}$ Feld beziehungsweise

$$X_{m-1} = -(p+q)\frac{\lambda}{2h}(2m-3)(2N-2m+3) \quad \ldots \quad (202)$$

und

$$Z_{m-1} = +(p+q)\frac{\lambda}{2h}(2m-2)(2N-2m+2). \quad \ldots \quad (203)$$

Bildet man die Differenz der Druckspannungen der oberen Gurtung im $(m-1)^{ten}$ Felde, so erhält man

$$X_m - X_{m-1} = -(p+q)\frac{2\lambda}{h}(N-2m+2), \quad \ldots \quad (204)$$

worin $(p+q)\frac{2\lambda}{h}$ einen constanten und $N-2m+2$ einen variablen Factor darstellt. Bei einer geraden Zahl $N = 2n$ von Feldern wird für

$m =$	1	2	$n-1$	n	$n+1$	$n+2$	$n+3$	$2n-1$	$2n$
$2n-2m+2 =$	$2n$	$2n-2$	4	2	0	-2	-4	$-(2n-4)$	$-(2n-2)$

Die Unterschiede in den Druckspannungen der oberen Gurtungsstücken nehmen daher von der Mitte nach den Enden hin zu, wie die Reihe der geraden Zahlen.

Bildet man die Differenz der Zugspannungen der unteren Gurtung im m^{ten} und $(m-1)^{ten}$ Felde, so ergiebt sich

$$Z_m - Z_{m-1} = (p+q)\frac{2\lambda}{h}(N-2m+1) \quad \ldots \quad (205)$$

und bei einer geraden Zahl $N = 2n$ von Feldern wird für

$m =$	1	2	$n-1$	n	$n+1$	$n+2$	$2n-1$	$2n$
$2n-2m+1 =$	$2n-1$	$2n-3$	3	1	-1	-3	$-(2n-3)$	$-(2n-1)$

Die Unterschiede in den Zugspannungen der unteren Gurtungsstücke nehmen daher von der Mitte nach den Enden hin zu, wie die Reihe der ungeraden Zahlen.

Die Unterschiede in den Druck- und Zugspannungen der oberen und unteren Gurtungsstücke entsprechen mithin den Ordinatendifferenzen einer Parabel von der Spannweite $2n+1$ und der Pfeilhöhe

$$Z_n = (p+q)\frac{2\lambda}{h}n^2,$$

welche aus Gleichung (201) erhalten wird, wenn darin $N = 2n$ und $m = n$ gesetzt wird. Die Stärken der oberen und unteren Gurtungsstücke lassen sich daher auch auf die in Fig. 3 dargestellte Art durch Construction ableiten.

Führt man durch den links steigenden Stab des $(m-1)^{ten}$ Feldes den Schnitt cd, siehe Fig. 4, und ersetzt die in den 3 durchschnittenen Stangen stattfindenden Spannungen durch die äußeren Kräfte X^m, Z_{m-1} und Y_{m-1}, so wirkt jede der beiden ersteren horizontal, während die letztere sich in eine horizontale Componente $Y_{m-1}\frac{\lambda}{d}$ und in eine verticale Componente $V_m = Y_m.\frac{h}{d}$ zerlegen läßt. Berücksichtigt man nur das Gleichgewicht gegen lothrechtes Fortschreiten, so bleiben jene drei Horizontalkräfte X_m, Z_{m-1} und $Y_m.\frac{\lambda}{d}$ außer Betracht, während die Verticalspannung $Y_m^1.\frac{h}{d}$ der im Schnitt cd herrschenden größten Verticalscheerkraft V_{m-2} gleich und entgegengesetzt, mithin

$$-Y_m^1.\frac{h}{d} + V_{m-2} = 0 \text{ und } Y_m^1 = \frac{d}{h}V_{m-2}$$

sein muß. Die Verticalscheerkraft besteht aus dem durch das ständige Eigengewicht hervorgebrachten, durch Gleichung (77) dargestellten und dem von dem beweglichen Gewicht herrührenden, durch die Gleichungen (75) und (76) dargestellten größten positiven und größten negativen Antheil. Man erhält mithin im m^{ten} Felde für den linkssteigenden Stab die größte Zugspannung

$$Y_m{}^l max = \frac{d}{h}\left[p.\frac{(2N-4m+3)}{2} + q.\frac{(2N-2m+1)(2N-2m+2)}{4N}\right], \quad . \quad . \quad . \quad (206)$$

und die größte Druckspannung

$$Y_m{}^l min = \frac{d}{h}\left[p\,\frac{(2N-4m+3)}{2} - q\,\frac{(2m-2)(2m-1)}{4N}\right]. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (207)$$

Führt man durch den rechtssteigenden Stab des m^{ten} Feldes den Schnitt ef und ersetzt die in den 3 durchschnittenen Stangen stattfindenden Spannungen durch die äußeren Kräfte X_m, Z_m und $Y_m{}^r$, so ergiebt sich zufolge einer der obigen analogen Betrachtung

$$Y_m{}^r.\frac{h}{d} + V_{m-1} = 0 \text{ und } Y_m{}^r = -\frac{d}{h}V_{m-1}.$$

Führt man den von dem ständigen Gewicht hervorgebrachten, durch Gleichung (73) dargestellten und den von der beweglichen Belastung herrührenden, durch die Gleichung (71) und (72) dargestellten größten positiven und größten negativen Antheil von V_{m-1} in die Gleichung ein, so ergiebt sich, wenn in jenen Gleichungen wieder 2N statt N und 2m statt m gesetzt wird, für den rechts steigenden Stab im m^{ten} Felde die größte Zugspannung

$$X_m{}^r max = \frac{d}{h}\left[-p\,\frac{(2N-4m+1)}{2} + q\,\frac{2m(2m-1)}{4N}\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (208)$$

und die größte Druckspannung

$$Y_m{}^r min = \frac{d}{h}\left[-p\,\frac{(2N-4m+1)}{2} - q\,\frac{(2N-2m)(2N-2m+1)}{4N}\right]. \quad . \quad (209)$$

Werden statt der linkssteigenden Stäbe des betrachteten Parallelträgers rechtssteigende, und statt der rechtssteigenden Stäbe linkssteigende angeordnet, siehe Fig. 7, so erscheint derselbe nur lothrecht umgedreht und erfährt in allen seinen Theilen die numerisch gleichen, aber hinsichtlich ihres Vorzeichens entgegengesetzten, Spannungen. Multiplicirt man daher die vorstehenden Gleichungen mit -1, so ergeben sich die Spannungen des durch Fig. 7 dargestellten Trägers und zwar die Druckspannung in der oberen Gurtung

$$X_m = -(p+q)\,\frac{\lambda}{h}\,\frac{2m(2N-2m)}{2}, \quad . \quad . \quad . \quad (210)$$

die Zugspannung in der unteren Gurtung

$$Z_m = (p+q)\,\frac{\lambda}{h}\,\frac{(2m-1)(2N-2m+1)}{2}, \quad (211)$$

die größte Druck- und Zugspannung in dem rechtssteigenden Stabe des m^{ten} Feldes

$$Y_m{}^r min = -\frac{d}{h}\left[p\,\frac{(2N-4m+3)}{2} + q\,\frac{(2N-2m+1)(2N-2m+2)}{4N}\right] \quad . \quad . \quad . \quad (212)$$

$$Y_m{}^r max = -\frac{d}{h}\left[p\,\frac{(2N-4m+3)}{2} - q\,\frac{(2m-2)(2m-1)}{4N}\right], \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (213)$$

endlich die größte Druck- und Zugspannung in dem linkssteigenden Stabe des m^{ten} Feldes

$$Y_m{}^l min = \frac{d}{h}\left[p\,\frac{(2N-4m+1)}{2} - q\,\frac{2m(2m-1)}{4N}\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (214)$$

$$Y_m{}^l max = \frac{d}{h}\left[p\,\frac{(2N-4m+1)}{2} + q\,\frac{(2N-2m)(2N-2m+1)}{4N}\right]. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (215)$$

Das hervorragendste Beispiel dieser Anordnung giebt die 78,96 Met. lange, zweigeleisige, in Figur 6 dargestellte Brücke über den Trent bei Newark, deren 4 Tragwände je 14, aus gleichseitigen Dreiecken bestehende Felder besitzen. Hiernach findet sich

die Länge der Dreiecksseite $d = 2\lambda = \frac{78{,}96}{14} = 5{,}64$ Met.,

die Höhe der Tragwand $h = \sqrt{d^2 - \lambda^2} = \lambda\sqrt{2^2 - 1} = \lambda\sqrt{3} = \frac{5{,}64}{2}.1{,}73$ Met.

Das ganze Eigengewicht der Brücke beträgt 589000 Kilogr., mithin

das Eigengewicht pro Tragwand $= \frac{589000}{4} = 147500$ Kilogr., daher

das Eigengewicht pro Knotenpunkt $p = \frac{147500}{2.14} =$ rot. 5270 Kilogr.

Rechnet man das ganze Verkehrsgewicht eines Geleises zu 259000 Kilogr. so ergiebt sich

das Verkehrsgewicht für jeden Knotenpunkt einer Tragwand $q = \frac{259000}{2.28} =$ rot. 4630 Kilogr.,

und das Totalgewicht für jeden dieser Knotenpunkte

$$p + q = 9900 \text{ Kilogr.}$$

Das Gewicht der Fahrbahn beträgt 25000 Kilogr., mithin kommt davon auf jeden Knotenpunkt $f = \frac{25000}{28} =$ rot. 900 Kilogr. Die verticalen Hängstangen, welche die gleichmäßige Vertheilung der Belastung auf die oberen und unteren Knotenpunkte bewirken sollen, haben daher die Last

$$q + f = 4630 + 900 = 5530 \text{ Kilogr.}$$

zu übertragen und erfahren also die Spannung + 5530 Kilogr.

Die einzelnen Theile dieser Tragwände erfahren

1) die Spannungen X in den oberen Gurtungsstücken nach Formel (200)

$$X_m = -(p+q)\frac{\lambda}{2h}(2m-1)(2N-2m+1).$$

Werden obige Zahlenwerthe eingeführt, so ergiebt sich:

$$X_m = -9900.\frac{1}{2.1{,}73}(2m-1)(29-2m).$$

Für $m = 1$ ist $X_1 = -2861{,}26.\ 1.27 = -77254$ Kilogr.
„ $m = 2$ „ $X_2 = -2861{,}26.\ 3.25 = -214595$ „
„ $m = 3$ „ $X_3 = -2861{,}26.\ 5.23 = -329045$ „
„ $m = 4$ „ $X_4 = -2861{,}26.\ 7.21 = -421206$ „
„ $m = 5$ „ $X_5 = -2861{,}26.\ 9.19 = -489276$ „
„ $m = 6$ „ $X_6 = -2861{,}26.11.17 = -535056$ „
„ $m = 7$ „ $X_7 = -2861{,}26.13.15 = -557946$ „

2) die Spannungen Z in den unteren Gurtungsstücken nach Formel (201)

$$Z_m = (p+q)\frac{\lambda}{2h}2m(2N-2m),$$

oder, wenn obige Zahlenwerthe eingeführt werden,

$$Z_m = 9900.\frac{1}{2.1{,}73}2m(28-2m).$$

Für $m = 1$ ist $Z_1 = +2861{,}26.\ 2.26 = +148786$ Kilogr.
„ $m = 2$ „ $Z_2 = +2861{,}26.\ 4.24 = +274681$ „
„ $m = 3$ „ $Z_3 = +2861{,}26.\ 6.22 = +377687$ „
„ $m = 4$ „ $Z_4 = +2861{,}26.\ 8.20 = +457802$ „
„ $m = 5$ „ $Z_5 = +2861{,}26.10.18 = +515027$ „
„ $m = 6$ „ $Z_6 = +2861{,}26.12.16 = +549362$ „
„ $m = 7$ „ $Z_7 = +2861{,}26.14.14 = +560807$ „

3) die Spannungen Y in den linkssteigenden Stäben nach den Formeln (206) und (207).

a) Berechnung der Maximalspannungen nach der Formel (206)

$$Y_m{}^1\max = \frac{d}{2h}\left[p.(2N-4m+3) + \frac{q}{2N}(2N-2m+1)(2N-2m+2)\right],$$

und, wenn die Zahlenwerthe eingeführt werden,

$$Y_m{}^1\max = \frac{1}{1{,}73}\left[5270(31-4m) + \frac{4630}{28}(29-2m)(30-2m)\right].$$

Für $m = 1$ ist $Y_1^l \max = + 3046{,}24 \,.\, 27 + 95{,}58 \,.\, 27 \,.\, 28 = + 154507$ Kilogr.
" $m = 2$ " $Y_2^l \max = + 3046{,}24 \,.\, 23 + 95{,}58 \,.\, 25 \,.\, 26 = + 132191$ "
" $m = 3$ " $Y_3^l \max = + 3046{,}24 \,.\, 19 + 95{,}58 \,.\, 23 \,.\, 24 = + 110639$ "
" $m = 4$ " $Y_4^l \max = + 3046{,}24 \,.\, 15 + 95{,}58 \,.\, 21 \,.\, 22 = + 89852$ "
" $m = 5$ " $Y_5^l \max = + 3046{,}24 \,.\, 11 + 95{,}58 \,.\, 19 \,.\, 20 = + 69830$ "
" $m = 6$ " $Y_6^l \max = + 3046{,}24 \,.\, 7 + 95{,}58 \,.\, 17 \,.\, 18 = + 50571$ "
" $m = 7$ " $Y_7^l \max = + 3046{,}24 \,.\, 3 + 95{,}58 \,.\, 15 \,.\, 16 = + 32078$ "
" $m = 8$ " $Y_8^l \max = - 3046{,}24 \,.\, 1 + 95{,}58 \,.\, 13 \,.\, 14 = + 14350$ "
" $m = 9$ " $X_9^l \max = - 3046{,}24 \,.\, 5 + 95{,}58 \,.\, 11 \,.\, 12 = - 2616$ "
" $m = 10$ " $Y_{10}^l \max = - 3046{,}24 \,.\, 9 + 95{,}58 \,.\, 9 \,.\, 10 = - 18815$ "
" $m = 11$ " $Y_{11}^l \max = - 3046{,}24 \,.\, 13 + 95{,}58 \,.\, 7 \,.\, 8 = - 34240$ "
" $m = 12$ " $Y_{12}^l \max = - 3046{,}24 \,.\, 17 + 95{,}58 \,.\, 5 \,.\, 6 = - 48930$ "
" $m = 13$ " $Y_{13}^l \max = - 3046{,}24 \,.\, 21 + 95{,}58 \,.\, 3 \,.\, 4 = - 62826$ "
" $m = 14$ " $Y_{14}^l \max = - 3046{,}24 \,.\, 25 + 95{,}58 \,.\, 1 \,.\, 2 = - 75965$ "

b) Berechnung der Minimalspannungen nach der Formel (207)

$$Y_m^l \min = \frac{d}{2h}\left[p(2N - 4m + 3) - \frac{q}{2N}(2m - 2)(2m - 1)\right],$$

und wenn die Zahlenwerthe eingeführt werden,

$$Y_m^l \min = \frac{1}{1{,}73}\left[5270(31 - 4m) - \frac{4630}{28}(2m - 2)(2m - 1)\right].$$

Für $m = 1$ ist $Y_1^l \min = + 3046{,}24 \,.\, 27 - 95{,}58 \,.\, 0 \,.\, 1 = + 82249$ Kilogr.
" $m = 2$ " $Y_2^l \min = + 3046{,}24 \,.\, 23 - 95{,}58 \,.\, 2 \,.\, 3 = + 69491$ "
" $m = 3$ " $Y_3^l \min = + 3046{,}24 \,.\, 19 - 95{,}58 \,.\, 4 \,.\, 5 = + 55967$ "
" $m = 4$ " $Y_4^l \min = + 3046{,}24 \,.\, 15 - 95{,}58 \,.\, 6 \,.\, 7 = + 41670$ "
" $m = 5$ " $Y_5^l \min = + 3046{,}24 \,.\, 11 - 95{,}58 \,.\, 8 \,.\, 9 = + 26628$ "
" $m = 6$ " $L_6^l \min = + 3046{,}24 \,.\, 7 - 95{,}58 \,.\, 10 \,.\, 11 = + 10800$ "
" $m = 7$ " $Y_7^l \min = + 3046{,}24 \,.\, 3 - 95{,}58 \,.\, 12 \,.\, 13 = - 5772$ "
" $m = 8$ " $Y_8^l \min = - 3046{,}24 \,.\, 1 - 95{,}58 \,.\, 14 \,.\, 15 = - 23118$ "
" $m = 9$ " $Y_9^l \min = - 3046{,}24 \,.\, 5 - 95{,}58 \,.\, 16 \,.\, 17 = - 41229$ "
" $m = 10$ " $Y_{10}^l \min = - 3046{,}24 \,.\, 9 - 95{,}58 \,.\, 18 \,.\, 19 = - 60105$ "
" $m = 11$ " $Y_{11}^l \min = - 3046{,}24 \,.\, 13 - 95{,}58 \,.\, 20 \,.\, 21 = - 79745$ "
" $m = 12$ " $Y_{12}^l \min = - 3046{,}24 \,.\, 17 - 95{,}58 \,.\, 22 \,.\, 23 = - 103708$ "
" $m = 13$ " $Y_{13}^l \min = - 3046{,}24 \,.\, 21 - 95{,}58 \,.\, 24 \,.\, 25 = - 121320$ "
" $m = 14$ " $Y_{14}^l \min = - 3046{,}24 \,.\, 25 - 95{,}58 \,.\, 26 \,.\, 27 = - 143254$ "

Hiermit sind die Spannungen sämmtlicher Stücke des Trägers bestimmt, wie sie in Figur 6 zusammengestellt sind Eine Berechnung der Spannungen in den rechtssteigenden Stäben nach den Formeln (208) und (209) liefert für dieselben Stäbe auch dieselben Resultate.

Werden nämlich die obigen Zahlenwerthe in diese Formeln eingeführt, so ergiebt sich

$$Y_m^r \max = \frac{1}{1{,}73}\left[-5270(29 - 4m) + \frac{4630}{28} \,.\, 2m(2m - 1)\right]$$

$$Y_m^r \min = -\frac{1}{1{,}73}\left[5270(29 - 4m) + \frac{4630}{28}(28 - 2m)(29 - 2m)\right]$$

und z. B. für $m = 1$ $\begin{cases} Y_1^r \max = -3046{,}_{24}.25 + 95{,}_{58}.\ 2.\ 1 = -\ \ 75965 = Y_{14}^l \max, \\ Y_1^r \min = -3046{,}_{24}.25 - 95{,}_{58}.26.27 = -143254 = Y_{14}^l \min, \end{cases}$

„ $m = 14$ $\begin{cases} Y_{14}^r \max = +3046{,}_{24}.27 + 95{,}_{58}.28.27 = +154507 = Y_1^l \max, \\ Y_{14}^r \min = +3046{,}_{24}.27 - 95{,}_{58}.\ 0.\ 1 = +\ \ 82249 = Y_1^l \min. \end{cases}$

Denkt man sich den Träger in verticalem Sinne umgedreht, wodurch die Brückenbahn nach oben zu liegen kommt, so erfahren die sämmtlichen Bestandtheile desselben die numerisch gleichen, nur hinsichtlich des Vorzeichens verschiedenen Spannungen, welche in Fig. 7 zusammengestellt sind.

Wird der durch Figur 6 dargestellte Träger nur in seinen oberen Knotenpunkten belastet, so erhält man mit Bezug auf die Bezeichnungen der Figur 1 die Momentengleichungen von X_m für den Drehpunkt D_{m-1}

$$X_m.h + A(2m-1)\lambda - (p+q)[1+3+\ldots(2m-3)]\lambda = 0,$$

woraus, wenn der Auflagerdruck $A = \frac{(N-1)}{2}(p+q)$ eingesetzt, die letzte Reihe summirt und durch h dividirt wird,

$$X_m = -\frac{\lambda}{h}(p+q)\left[\frac{(N-1)}{2}(2m-1) - (m-1)^2\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (216)$$

und die Momentengleichung von Z_m für den Drehpunkt D_m

$$-Z_m h + A\,2m\lambda - (p+q)[2+4+..(2m-2)]\lambda = 0,$$

woraus, wenn derselbe Auflagerdruck eingesetzt, die Reihe summirt und durch h dividirt wird,

$$Z_m = \frac{\lambda}{h}(p+q)\,m(N-m) \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (217)$$

Für den linkssteigenden Stab im m^{ten} Felde ergiebt sich mit Bezug auf die Bezeichnungen der Figur 4

$$-Y_m^l.\frac{h}{d} + V_{m-1} = 0, \text{ daher } Y_m^l = \frac{d}{h}.V_{m-1},$$

und wenn der Maximal- und Minimalwerth von V_{m-1} aus den Gleichungen (78^a) und (79^a) eingeführt wird, beziehungsweise

$$Y_m^l \max = \frac{d}{h}\left[\frac{p}{2}(N-2m+1) + \frac{q}{2N}(N-m)(N-m+1)\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (218)$$

und

$$Y_m^l \min = \frac{d}{h}\left[\frac{p}{2}(N-2m+1) - \frac{q}{2N}m(m-1)\right]. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (219)$$

Für den rechtssteigenden Stab im m^{ten} Felde ergiebt sich, mit Bezug auf Fig. 5, analog

$$Y_m^r.\frac{h}{d} + V_{m-1} = 0, \text{ daher } Y_m^r = -\frac{d}{h}.V_{m-1},$$

mithin erhält man dieselben Werthe nur mit entgegengesetzten Vorzeichen, nämlich

$$Y_m^r \min = -\frac{d}{h}\left[\frac{p}{2}(N-2m+1) + \frac{q}{2N}(N-m)(N-m+1)\right] \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (220)$$

$$Y_m^r \max = -\frac{d}{h}\left[\frac{p}{2}(N-2m+1) - \frac{q}{2N}m(m-1)\right]. \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad . \quad (221)$$

Da das Eigengewicht theils in den oberen, theils in den unteren Knotenpunkten angreift, so ist die Spannung jedes links steigenden Stabes noch um diejenige zu vermehren, welche durch den an seinem Fuße wirkenden, z. B. n^{ten} Antheil $\frac{p}{n}$ des Eigengewichts hervorgebracht wird und mithin $\frac{d}{h}.\frac{p}{n}$ beträgt.

Für den nur in verticalem Sinne umgedrehten Träger gelten die vorstehenden Formeln mit umgekehrten Vorzeichen.

Wird der durch Figur 6 dargestellte Träger nur in seinen unteren Knotenpunkten belastet, so erhält man mit Bezug auf die Bezeichnungen der Figur 1 die Momentengleichung von X_m für den Drehpunkt D_{m-1}

$$X_m.h + A(2m-1)\lambda - (p+q)[2+4+..(2m-2)]\lambda = 0,$$

woraus, wenn der Auflagerdruck $A = (p+q)\frac{N}{2}$ eingeführt, die Reihe summirt und durch h dividirt wird,

$$X_m = -\frac{\lambda}{h}(p+q)\left[\frac{N}{2}(2m-1) - m(m-1)\right], \quad \ldots \quad (222)$$

und die Momentengleichung von Z_m für den Drehpunkt D_m

$$-Z_m h + A\,2m\lambda - (p+q)[1+3+..(2m-1)] = 0,$$

woraus, wenn wieder derselbe Auflagerdruck eingeführt, die Reihe summirt und durch h dividirt wird,

$$Z_m = \frac{\lambda}{h}(p+q)\,m(N-m). \quad \ldots \quad (223)$$

Für den linkssteigenden Stab im m^{ten} Felde ergiebt sich mit Bezug auf die Figur 4

$$-Y_m^l . \frac{h}{d} + V_{m-1} = 0 \text{ und hieraus } Y_m^l = \frac{d}{h} . V_{m-1}.$$

Hierin ist

$$V_{m-1} = A - q(m-1) \text{ und } A = \frac{p+q}{2N}[(2N-1) + (2N-3) + \ldots 3 + 1].$$

Wird dieser Werth eingeführt und das dem m^{ten} und $(m+1)^{ten}$ Lastpunkt entsprechende Glied eingeschaltet, so ergiebt sich

$$V_{m-1} = \frac{p+q}{2N}[(2N-1) + (2N-3) + ..(2N-(2m-3)) + (2N-(2m-1)) + \ldots . 3 + 1] =$$

$$-\frac{p+q}{2N}(2N \qquad + 2N \qquad + 2N)$$

$$= \frac{p+q}{2N}[-1-3-..-(2m-3) + (2N-2m+1) + \ldots . \; 3+1] =$$

$$= \frac{p+q}{2N}[-(m-1)^2 + (N-m+1)^2]. \quad \ldots \quad (224)$$

Für das Eigengewicht gelten beide Glieder, deren Summe $(N-m+1)^2 - (m-1)^2 = N(N-2m+2)$ ist. Für das Verkehrsgewicht gilt nur das positive Glied, wenn V_{m-1} ein Maximum, und nur das negative Glied, wenn V_{m-1} ein Minimum werden soll, mithin erhält man

$$Y_m^l \max = \frac{d}{h}\left[\frac{p}{2}(N-2m+2) + \frac{q}{2N}(N-m+1)^2\right] \quad \ldots \quad (225)$$

$$Y_m^l \min = \frac{d}{h}\left[\frac{p}{2}(N-2m+2) - \frac{q}{2N}(m-1)^2\right]. \quad \ldots \quad (226)$$

Für den rechtssteigenden Stab im m^{ten} Felde ergiebt sich mit Bezug auf die Figur 5

$$Y_m^r . \frac{h}{d} + V_m = 0, \text{ woraus } Y_m^r = -\frac{d}{h}V_m.$$

Wird in Gleichung (224) $m+1$ statt m gesetzt, so ergiebt sich

$$V_m = \frac{p+q}{2N}[-m^2 + (N-m)^2],$$

und wenn hieraus wie oben der Maximal- und Minimalwerth abgeleitet wird,

$$Y_m^r \min = \frac{d}{h}\left[-\frac{p}{2}(N-2m) - \frac{q}{2N}(N-m)^2\right] \quad \ldots \quad (227)$$

$$Y_m^r \max = \frac{d}{h}\left[-\frac{p}{2}(N-2m) + \frac{q}{2N}.m^2\right]. \quad \ldots \quad (228$$

Für den in verticalem Sinne umgedrehten Träger gelten die vorstehenden Formeln mit umgekehrten Vorzeichen.

Die vorstehend für eine Belastung nur der oberen oder nur der unteren Knotenpunkte der Träger entwickelten Formeln gelten für Brücken von geringen Spannweiten, bei welchen die bewegliche Belastung die ständige bedeutend überwiegt.

Dagegen sind die Träger von Brücken mit größerer Spannweite und einem Eigengewichte, welches die bewegliche Belastung entweder erreicht oder selbst übertrifft, durch das Eigengewicht in ihren oberen und unteren Knotenpunkten zugleich und durch das Verkehrsgewicht je nach der Lage der Fahrbahn entweder nur in ihren oberen oder nur in ihren unteren Knotenpunkten belastet. Man hat in diesem Falle die früher ermittelten Spannungen, welche durch die in allen Knotenpunkten des Trägers wirkenden Belastungen in seinen einzelnen Theilen hervorgerufen werden, nur auf die ständige Belastung p, die Spannungen, welche durch die entweder nur in den oberen oder nur in den unteren Knotenpunkten wirkenden Belastungen hervorgerufen werden, nur auf die bewegliche Belastung q zu beziehen und deren Summe zu bilden. Auf diese Weise erhält man für einen Träger mit obenliegender Fahrbahn aus den Gleichungen (200) und (216) die Minimalspannung in den oberen Gurtungsstücken

$$X_m = -\frac{\lambda}{2h}\left[p(2m-1)(2N-2m+1) + q\left\{(2m-1)(N-1) - 2(m-1)^2\right\}\right], \quad (229)$$

aus den Gleichungen (201) und (217) die Maximalspannung in den unteren Gurtungsstücken

$$Z_m = \frac{\lambda}{h}\left[\frac{p}{2}.2m(2N-2m) + qm(N-m)\right] = \frac{\lambda}{h}(2p+q)m(N-m), \quad (230)$$

ferner aus den Gleichungen (206), (207) und (218), (219) die Grenzspannungen in den linkssteigenden Stäben

$$Y_m{}^l\max = \frac{d}{h}\left[\frac{p}{2}(2N-4m+3) + \frac{q}{2N}(N-m)(N-m+1)\right] \quad (231)$$

$$Y_m{}^l\min = \frac{d}{h}\left[\frac{p}{2}(2N-4m+3) - \frac{q}{2N}m(m-1)\right], \quad (232)$$

endlich aus den Gleichungen (208), (209) und (220), (221) die Grenzspannungen in den rechtssteigenden Stäben

$$Y_m{}^r\max = \frac{d}{h}\left[-\frac{p}{2}(2N-4m+1) + \frac{q}{2N}m(m-1)\right]. \quad (233)$$

$$Y_m{}^r\min = \frac{d}{h}\left[-\frac{p}{2}(2N-4m+1) - \frac{q}{2N}(N-m)(N-m+1)\right]. \quad (234)$$

Das bedeutendste Beispiel dieser Anordnung bieten die Träger des Eisenbahnviaducts bei Crumlin, wovon jeder 9 aus gleichseitigen Dreiecken bestehende Felder und eine Länge von rund 45 Met. besitzt.

Hiernach ist

die Länge der Dreiecksseite $d = 2\lambda = \frac{45}{9} = 5$ Met.

die Höhe der Tragwand $h = \sqrt{d^2 - \lambda^2} = \lambda\sqrt{2^2 - 1} = \lambda\sqrt{3} = 2{,}5 . 1{,}73$ Met.,

Das Eigengewicht zweier, zu einer Oeffnung und einem Geleise gehöriger Träger nebst Fahrbahn beträgt 71000 Kilogr., mithin

das Eigengewicht einer Tragwand $\frac{71000}{2} = 35500$ Kilogr.,

das Eigengewicht pro Knotenpunkt $p = \frac{35500}{18} = 1972$ Kilogr.

Das der Berechnung jener beiden Tragwände zu Grunde gelegte Verkehrsgewicht betrug 150000 Kilogr., mithin

das Verkehrsgewicht per Knotenpunkt $q = \frac{150000}{2.18} = 4166$ Kilogr.

Die einzelnen Theile dieser Tragwände erfahren hiernach folgende Spannungen:

1) Die Spannungen X in den oberen Gurtungsstücken nach Formel (229)

$$X_m = -\frac{\lambda}{2h}\left[p(2m-1)(2N-2m+1) + q\left\{(2m-1)(N-1) - 2(m-1)^2\right\}\right].$$

Werden obige Zahlenwerthe eingeführt, so ergiebt sich:

$$X_m = -\frac{1}{2.1{,}73}\left[1972(2m-1)(19-2m) + 4166\left\{(2m-1)8 - 2(m-1)^2\right\}\right].$$

Für m = 1 ist $X_1 = -570.\ 1.17 - 1204(\ 1.8 - 2.\ 0) = -19322$ Kilogr.
„ m = 2 „ $X_2 = -570.\ 3.15 - 1204(\ 3.8 - 2.\ 1) = -52138$ „
„ m = 3 „ $X_3 = -570.\ 5.13 - 1204(\ 5.8 - 2.\ 4) = -75578$ „
„ m = 4 „ $X_4 = -570.\ 7.11 - 1204(\ 7.8 - 2.\ 9) = -89642$ „
„ m = 5 „ $X_5 = -570.\ 9.\ 9 - 1204(\ 9.8 - 2.16) = -94330$ „
„ m = 6 „ $X_6 = -570.11.\ 7 - 1204(11.8 - 2.25) = -89642$ „
„ m = 7 „ $X_7 = -570.13.\ 5 - 1207(13.8 - 2.36) = -75578$ „
„ m = 8 „ $X_8 = -570.15.\ 3 - 1207(15.8 - 2.49) = -52138$ „
„ m = 9 „ $X_9 = -570.17.\ 1 - 1207(17.8 - 2.64) = -19322$ „

2) Die Spannungen Z in den unteren Gurtungsstücken nach Formel (230)

$$Z_m = + \frac{\lambda}{h}(2p + q)\,m\,(N - m).$$

Werden obige Zahlenwerthe eingeführt, so ergiebt sich

$$Z_m = + \frac{1}{1{,}73}(2.1972 + 4166)\,m\,(9 - m).$$

Für m = 1 ist $Z_1 = + 4688.1.8 = + 39504$ Kilogr.
„ m = 2 „ $Z_2 = + 4688.2.7 = + 65632$ „
„ m = 3 „ $Z_3 = + 4688.3.6 = + 86384$ „
„ m = 4 „ $Z_4 = + 4688.4.5 = + 93760$ „
„ m = 5 „ $Z_5 = + 4688.5.4 = + 93760$ „
„ m = 6 „ $Z_6 = + 4688.6.3 = + 86384$ „
„ m = 7 „ $Z_7 = + 4688.7.2 = + 65632$ „
„ m = 8 „ $Z_8 = + 4688.8.1 = + 39504$ „

3) Die Spannungen Y in den linkssteigenden Stäben nach den Formeln (231) und (232).

a) Berechnung der Maximalspannungen nach der Formel (231)

$$Y_m{}^1 max = \frac{d}{2h}\left[p(2N - 4m + 3) + \frac{q}{N}(N - m)(N - m + 1)\right]$$

und wenn die Zahlenwerthe eingeführt werden,

$$Y_m{}^1 max = \frac{1}{1{,}73}\left[1972(21 - 4m) + \frac{4166}{9}(9 - m)(10 - m)\right].$$

Für m = 1 ist $Y_1{}^1 max = + 1140.17 + 268.8.9 = + 38676$ Kilogr.
„ m = 2 „ $Y_2{}^1 max = + 1140.13 + 268.7.8 = + 34388$ „
„ m = 3 „ $Y_3{}^1 max = + 1140.\ 9 + 268.6.7 = + 21516$ „
„ m = 4 „ $Y_4{}^1 max = + 1140.\ 5 + 268.5.6 = + 13740$ „
„ m = 5 „ $Y_5{}^1 max = + 1140.\ 1 + 268.4.5 = + 6500$ „
„ m = 6 „ $Y_6{}^1 max = - 1140.\ 3 + 268.3.4 = - 204$ „
„ m = 7 „ $Y_7{}^1 max = - 1140.\ 7 + 268.2.3 = - 6372$ „
„ m = 8 „ $Y_8{}^1 max = - 1140.11 + 268.1.2 = - 12004$ „
„ m = 9 „ $Y_9{}^1 max = - 1140.15 + 268.0.1 = - 17100$ „

b) Berechnung der Minimalspannungen nach der Formel (232)

$$Y_m{}^l \min = \frac{d}{2h}\left[p(2N - 4m + 3) - \frac{q}{N} m(m-1)\right],$$

und wenn die Zahlenwerthe eingeführt werden,

$$Y_m{}^l \min = \frac{1}{1{,}73}\left[1972(21 - 4m) - \frac{4166}{9}. m(m-1)\right].$$

Für $m = 1$ ist $Y_1{}^l \min = + 1140.17 - 268.1.0 = + 19380$ Kilogr.
„ $m = 2$ „ $Y_2{}^l \min = + 1140.13 - 268.2.1 = + 14284$ „
„ $m = 3$ „ $Y_3{}^l \min = + 1140.\ 9 - 268.3.2 = + \ 8652$ „
„ $m = 4$ „ $Y_4{}^l \min = + 1140.\ 5 - 268.4.3 = + \ 2484$ „
„ $m = 5$ „ $Y_5{}^l \min = + 1140.\ 1 - 268.5.4 = - \ 4420$ „
„ $m = 6$ „ $Y_6{}^l \min = - 1140.\ 3 - 268.6.5 = - 11460$ „
„ $m = 7$ „ $Y_7{}^l \min = - 1140.\ 7 - 268.7.6 = - 19236$ „
„ $m = 8$ „ $Y_8{}^l \min = - 1140.11 - 268.8.7 = - 27548$ „
„ $m = 9$ „ $Y_9{}^l \min = - 1140.15 - 268.9.8 = - 36396$ „

Eine Berechnung der Spannungen in den rechtssteigenden Stäben nach den Formeln (233) und (234) liefert für dieselben Stäbe auch dieselben Resultate.

Werden die obigen Zahlenwerthe in dieselben eingeführt, so ergiebt sich nämlich:

$$Y_m{}^r \max = \frac{1}{1{,}73}\left[- 1972(19 - 4m) + \frac{4166}{9} m(m-1)\right]$$

$$Y_m{}^r \min = \frac{1}{1{,}73}\left[- 1972(19 - 4m) - \frac{4166}{9}(9-m)(10-m)\right],$$

und z. B. für $m = 1$ $\begin{cases} Y_1{}^r \max = - 1140.15 + 268.1.0 = - 17100 = Y_9{}^l \max. \\ Y_1{}^r \min = - 1140.15 - 268.8.9 = - 36396 = Y_9{}^l \min. \end{cases}$

„ $m = 9$ $\begin{cases} Y_9{}^r \max = + 1140.17 + 268.9.8 = + 38676 = Y_1{}^l \max. \\ Y_9{}^r \min = + 1140.17 - 268.0.1 = + 19380 = Y_1{}^l \min. \end{cases}$

Sämmtliche zuvor berechnete Spannungszahlen sind in Figur 8 zusammengestellt.

Für einen Träger mit auf die oberen und unteren Knotenpunkte vertheiltem Eigengewicht und unten liegender Fahrbahn ergeben sich in analoger Weise aus den Gleichungen (200) und (222) die Minimalspannungen in den oberen Gurtungsstücken

$$X_m = -\frac{\lambda}{h}\left[\frac{p}{2}(2m-1)(2N - 2m + 1) + \frac{q}{2}\left\{(2m-1)N - 2m(m-1)\right\}\right], \quad . \ . \ (235)$$

aus den Gleichungen (201) und (223) die Maximalspannungen in den unteren Gurtungsstücken

$$Z_m = \frac{\lambda}{h}\left[\frac{p}{2}.2m(2N - 2m) + qm(N-m)\right] = \frac{\lambda}{h}(2p + q)m(N-m), \ . \ . \ . \ . \ . \ (236)$$

aus den Gleichungen (206), (207) und (225), (226) die Grenzspannungen in den linkssteigenden Stäben

$$Y_m{}^l \max = \frac{d}{h}\left[\frac{p}{2}(2N - 4m + 3) + \frac{q}{2N}(N - m + 1)^2\right] \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ (237)$$

$$Y_m{}^l \min = \frac{d}{h}\left[\frac{p}{2}(2N - 4m + 3) - \frac{q}{2N}(m-1)^2\right], \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ (238)$$

aus den Gleichungen (208), (209) und (227), (228) die Grenzspannungen in den rechtssteigenden Stäben

$$Y_m{}^r \min = \frac{d}{h}\left[-\frac{p}{2}(2N - 4m + 1) - \frac{q}{2N}(N-m)^2\right] \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ (239)$$

$$Y_m{}^r \max = \frac{d}{h}\left[-\frac{p}{2}(2N - 4m + 1) + \frac{q}{2N} m^2\right]. \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ . \ (240)$$

Für einen Träger mit untenliegender Fahrbahn und denjenigen des Crumlinviaducts gleichen Abmessungen und Belastungen ergiebt sich die Zusammenstellung der Spannungszahlen in Figur 9.

b) Die Parallelträger nach dem System des gleichschenkeligen Dreiecks mit mehrfacher Stabreihe.

Werden mehrere, z. B. zwei, Systeme mit einfacher Stabreihe, siehe Figur 10 und 11, combinirt, so entsteht das in Figur 12 dargestellte System mit mehrfacher, hier zweifacher Stabreihe.

Für das erste System, Figur 10, gelten die Gleichungen (217) und (216), (218) und (219), (220) und (221), worin $\frac{p}{2}$ und $\frac{q}{2}$ statt p und q zu setzen ist, mit umgekehrten Vorzeichen, daher ist für das m^{te} Feld der oberen Gurtung

$$X_m = -\frac{\lambda}{h}\frac{(p+q)}{2} m(N-m), \quad (241)$$

der unteren Gurtung:

$$Z_m = \frac{\lambda}{h}\frac{(p+q)}{2}\left[\frac{(N-1)}{2}(2m-1)-(m-1)^2\right]. \quad (242)$$

Für das zweite System gelten die Gleichungen (222) und (223), (225) und (226), (227) und (228), daher für das m^{te} Feld der oberen und unteren Gurtung der Werth (222) und (223); die Spannungen in den Gurtungen des combinirten, mit $\frac{p+q}{2}$ pro Knotenpunkt belasteten Systems ergeben sich aus der Summe der Spannungen der sich deckenden Gurtungstheile. Für die linke Hälfte des m^{ten} Feldes der oberen Gurtung ergiebt sich also:

$$X_m{}^l = -\frac{\lambda}{h}\frac{(p+q)}{2}\left[(m-1)(N-m+1)+\frac{N}{2}(2m-1)-m(m-1)\right] =$$
$$-\frac{\lambda}{h}\frac{(p+q)}{2}\left[(N-2m+1)(m-1)+\frac{N}{2}(2m-1)\right], \quad (243)$$

und für die rechte Hälfte desselben

$$X_m{}^r = -\frac{\lambda}{h}\frac{(p+q)}{2}\left[m(N-m)+\frac{N}{2}(2m-1)-m(m-1)\right] =$$
$$-\frac{\lambda}{h}\frac{(p+q)}{2}\left[m(N-2m+1)+\frac{N}{2}(2m-1)\right]. \quad (244)$$

Für die erste Hälfte des m^{ten} Feldes der unteren Gurtung erhält man ebenso

$$Z_m{}^l = \frac{\lambda}{h}\frac{(p+q)}{2}\left[\frac{(N-1)}{2}(2m-1)-(m-1)^2+(m-1)(N-m+1)\right], \quad (245)$$

und für die zweite Hälfte desselben

$$Z_m{}^r = \frac{\lambda}{h}\frac{(p+q)}{2}\left[\frac{(N-1)}{2}(2m-1)-(m-1)^2+m(N-m)\right]. \quad (246)$$

Für den rechtssteigenden Stab im m^{ten} Felde des 1. Systems erhält man aus Gleichung (218), wenn wieder $\frac{p}{2}$ statt p und $\frac{q}{2}$ statt q gesetzt wird,

$$Y_m{}^r\min = \frac{d}{2h}\left[-\frac{p}{2}(N-2m+1)-\frac{q}{2N}(N-m)(N-m+1)\right], \quad (247)$$

und aus Gleichung (219)

$$Y_m{}^r\max = \frac{d}{2h}\left[-\frac{p}{2}(N-2m+1)+\frac{q}{2N}m(m-1)\right], \quad (248)$$

für den linkssteigenden Stab im m^{ten} Felde desselben Systems aus Gleichung (220)

$$Y_m{}^l\max = \frac{d}{2h}\left[\frac{p}{2}(N-2m+1)+\frac{q}{2N}(N-m)(N-m+1)\right] \quad (249)$$

und aus Gleichung (221)

$$Y_m{}^l\min = \frac{d}{2h}\left[\frac{p}{2}(N-2m+1)-\frac{q}{2N}m(m-1)\right]. \quad (250)$$

Für den linkssteigenden Stab im m^{ten} Felde des 2. Systems erhält man aus Gleichung (225), wenn wieder $\frac{p}{2}$ statt

p und $\frac{q}{2}$ statt q gesetzt wird,

$$Y_m{}^l max = \frac{d}{2h}\left[\frac{p}{2}(N - 2m + 2) + \frac{q}{2N}(N - m + 1)^2\right], \quad (251)$$

und aus Gleichung (226)

$$Y_m{}^l min = \frac{d}{2h}\left[\frac{p}{2}(N - 2m + 2) - \frac{q}{2N}(m - 1)^2\right], \quad (252)$$

für den rechtssteigenden Stab desselben Feldes aus Gleichung (227)

$$Y_m{}^r min = \frac{d}{2h}\left[-\frac{p}{2}(N - 2m) - \frac{q}{2N}(N - m)^2\right], \quad (253)$$

und aus Gleichung (228)

$$Y_m{}^r min = \frac{d}{2h}\left[-\frac{p}{2}(N - 2m) + \frac{q}{2N}m^2\right]. \quad (254)$$

welche in dem combinirten Systeme dieselben bleiben.

Das erste Beispiel dieser Anordnung zeigt die zweigeleisige Brücke über die Lahn bei Niederlahnstein, deren zwei Tragwände eine Länge von 140' 10'' rhn. oder sehr nahe 44 Met. mit je $6^1/_2$ Feldern und nahe unter Winkeln von 53° zur Horizontalen geneigten Zwischenstäben, besitzen, zusammen einschließlich des Oberbaues 174890 Kilogr. wiegen und für eine Verkehrsbelastung von 158438 Kilogr. pro Geleise oder Tragwand berechnet worden sind. Nimmt man 6 statt $6^1/_2$ Felder an und behält jene Abmessungen und Belastungen bei, so ergiebt sich

die Länge der Dreiecksseite $d = 2\lambda = \frac{44}{6} = 7^1/_3$ Met.,

die Höhe der Tragwand $h = \lambda . tg\ 53^0 = \lambda . 1{,}33$ Met.,

das Eigengewicht einer Tragwand $= \frac{174890}{2} = 87445$ Kilogr.,

das Eigengewicht pro Knotenpunkt $\frac{p}{2} = \frac{87445}{2.6} = 7287$ Kilogr.,

das Verkehrsgewicht pro Knotenpunkt $\frac{q}{2} = \frac{158438}{2.6} = 93203$ Kilogr.,

mithin das Gesammtgewicht pro Knotenpunkt $\frac{p + q}{2} = 20490$ Kilogr.

Die einzelnen Theile des ersten Halbträgers erfahren hiernach folgende Spannungen:

1) Die Spannungen X in den oberen Gurtungsstücken nach Formel (241)

$$X_m = -\frac{\lambda}{h}\frac{(p + q)}{2} m (N - m).$$

Werden obige Werthe eingeführt, so erhält man

$$X_m = -\frac{1}{1{,}33} . 20490 . m (6 - m).$$

Für $m = 0$ ist $X_0 = -15406.0.6 = 0$ Kilogr.
„ $m = 1$ „ $X_1 = -15406.1.5 = -77030$ „
„ $m = 2$ „ $X_2 = -15406.2.4 = -123248$ „
„ $m = 3$ „ $X_3 = -15406.3.3 = -138654$ „
„ $m = 4$ „ $X_4 = -15406.4.2 = -123248$ „
„ $m = 5$ „ $X_5 = -15406.5.1 = -77030$ „
„ $m = 6$ „ $X_6 = -15406.6.0 = 0$ „

2) Die Spannungen Z in den unteren Gurtungsstücken nach Formel (242)

$$Z_m = \frac{\lambda}{2h}\frac{(p + q)}{2}[(N - 1)(2m - 1) - 2(m - 1)^2].$$

Werden obige Werthe eingeführt, so erhält man

$$Z_m = \frac{1}{2.1{,}33} . 20490 [5(2m - 1) - 2(m - 1)^2].$$

Für m = 1 ist $Z_1 = 7703(5.\ 1 - 2.\ 0) = 7703.\ 5 = 38515$ Kilogr.
„ m = 2 „ $Z_2 = 7703(5.\ 3 - 2.\ 1) = 7703.13 = 100139$ „
„ m = 3 „ $Z_3 = 7703(5.\ 5 - 2.\ 4) = 7703.17 = 130951$ „
„ m = 4 „ $Z_4 = 7703(5.\ 7 - 2.\ 9) = 7703.17 = 130951$ „
„ m = 5 „ $Z_5 = 7703(5.\ 9 - 2.16) = 7703.13 = 100139$ „
„ m = 6 „ $Z_6 = 7703(5.11 - 2.25) = 7703.\ 5 = 38515$ „

3) Die Grenzspannungen Y^r in den rechtssteigenden Stäben nach den Formeln (247) und (248).

a) Berechnung der Maximalspannungen nach der Formel (248)

$$Y_m^r \max = \frac{d}{2h}\left[- \frac{p}{2}(N - 2m + 1) + \frac{q}{2N} m(m - 1)\right].$$

Werden obige Werthe eingeführt, so ergiebt sich

$$Y_m^r \max = \frac{1}{1{,}33}\left[- 7287(7 - 2m) + \frac{43203}{6} m(m - 1)\right].$$

Für m = 1 ist $Y_1^r \max = - 5479.5 + 1654{,}5.1.0 = - 27395$ Kilogr.
„ m = 2 „ $Y_2^r \max = - 5479.3 + 1654{,}5.2.1 = - 13128$ „
„ m = 3 „ $Y_3^r \max = - 5479.1 + 1654{,}5.3.2 = + 4448$ „
„ m = 4 „ $Y_4^r \max = + 5479.1 + 1654{,}5.4.3 = + 25333$ „
„ m = 5 „ $Y_5^r \max = + 5479.3 + 1654{,}5.5.4 = + 49527$ „
„ m = 6 „ $Y_6^r \max = + 5479.5 + 1654{,}5.6.5 = + 77030$ „

b) Berechnung der Minimalspannungen nach der Formel (247)

$$Y_m^r \min = \frac{d}{2h}\left[- \frac{p}{2}(N - 2m + 1) - \frac{q}{2N}(N - m)(N - m + 1)\right].$$

Werden die Zahlenwerthe eingeführt, so erhält man

$$Y_m^r \min = \frac{1}{1{,}33}\left[- 7287(7 - 2m) - \frac{13203}{6}(6 - m)(7 - m)\right].$$

Für m = 1 ist $Y_1^r \min = - 5479.5 - 1654{,}5.5.6 = - 77030$ Kilogr.
„ m = 2 „ $Y_2^r \min = - 5479.3 - 1654{,}5.4.5 = - 49527$ „
„ m = 3 „ $Y_3^r \min = - 5479.1 - 1654{,}5.3.4 = - 25333$ „
„ m = 4 „ $Y_4^r \min = + 5479.1 - 1654{,}5.2.3 = - 4448$ „
„ m = 5 „ $Y_5^r \min = + 5479.3 - 1654{,}5.1.2 = = 13128$ „
„ m = 6 „ $Y_6^r \min = + 5479.5 - 1654{,}5.0.1 = + 27395$ „

Die Spannung der beiden Endständer ist Null.
Die einzelnen Theile des zweiten Halbträgers erfahren folgende Spannungen:

1) Die Spannungen X in den oberen Gurtungsstücken nach Formel (222)

$$X_m = - \frac{\lambda}{h}\frac{(p + q)}{2}\left[\frac{N}{2}(2m - 1) - m(m - 1)\right].$$

Werden die Zahlenwerthe eingeführt, so ergiebt sich

$$X_m = - \frac{1}{1{,}33} 20490 [3(2m - 1) - m(m - 1)].$$

Für $m = 1$ ist $X_1 = -15406(3.\ 1 - 1.0) = -15406.3 = -46218$ Kilogr.
„ $m = 2$ „ $X_2 = -15406(3.\ 3 - 2.1) = -15406.7 = -107842$ „
„ $m = 3$ „ $X_3 = -15406(3.\ 5 - 3.2) = -15406.9 = -138654$ „
„ $m = 4$ „ $X_4 = -15406(3.\ 7 - 4.3) = -15406.9 = -138654$ „
„ $m = 5$ „ $X_5 = -15406(3.\ 9 - 5.4) = -15406.7 = -107842$ „
„ $m = 6$ „ $X_6 = -15406(3.11 - 6.5) = -15406.3 = -46218$ „

2) Die Spannungen Z in den unteren Gurtungsstücken nach Formel (223)

$$Z_m = \frac{\lambda}{h} \frac{(p+q)}{2} m(N-m).$$

Werden obige Zahlenwerthe eingeführt, so erhält man

$$Z_m = \frac{1}{1{,}33} 20490.m(6-m).$$

Für $m = 0$ ist $Z_0 = 15406.0.6 = 0$ Kilogr.
„ $m = 1$ „ $Z_1 = 15406.1.5 = 77030$ „
„ $m = 2$ „ $Z_2 = 15406.2.4 = 123248$ „
„ $m = 3$ „ $Z_3 = 15406.3.3 = 138654$ „
„ $m = 4$ „ $Z_4 = 15406.4.2 = 123248$ „
„ $m = 5$ „ $Z_5 = 15406.5.1 = 77030$ „
„ $m = 6$ „ $Z_6 = 15406.6.0 = 0$ „

3) Die Spannungen Y^1 in den linkssteigenden Stäben nach den Formeln (225) und (226).

a) Berechnung der Maximalspannungen nach Formel (225)

$$Y_m^1 max = \frac{d}{2h}\left[\frac{p}{2}(N - 2m + 2) + \frac{q}{2N}(N - m + 1)^2\right]. \quad \dots \dots (225)$$

Werden obige Zahlenwerthe eingeführt, so ist

$$Y_m^1 max = \frac{1}{1{,}33}\left[7287(8 - 2m) + \frac{13203}{6}(7 - m)^2\right].$$

Für $m = 1$ ist $Y_1^1 max = +5479.6 + 1654{,}5.36 = +92436$ Kilogr.
„ $m = 2$ „ $Y_2^1 max = +5479.4 + 1654{,}5.25 = +63297$ „
„ $m = 3$ „ $Y_3^1 max = +5479.2 + 1654{,}5.16 = +37460$ „
„ $m = 4$ „ $Y_4^1 max = +5479.0 + 1654{,}5.\ 9 = +14891$ „
„ $m = 5$ „ $Y_5^1 max = -5479.2 + 1654{,}5.\ 4 = -4340$ „
„ $m = 6$ „ $Y_6^1 max = -5479.4 + 1654{,}5.\ 1 = -20262$ „

b) Berechnung der Minimalspannungen nach Formel (226)

$$Y_m^1 min = \frac{d}{2h}\left[\frac{p}{2}(N - 2m + 2) - \frac{q}{2N}(m - 1)^2\right] \quad \dots \dots (226)$$

und nach Einführung der Zahlenwerthe

$$Y_m^1 min = \frac{1}{1{,}33}\left[7287(8 - 2m) - \frac{13203}{6}.(m - 1)^2\right].$$

Für $m = 1$ ist $Y_1^1 min = +5479.6 - 1654{,}5.\ 0 = +32874$ Kilogr.
„ $m = 2$ „ $Y_2^1 min = +5479.4 - 1654{,}5.\ 1 = +20262$ „
„ $m = 3$ „ $Y_3^1 min = +5479.2 - 1654{,}5.\ 4 = -4340$ „

Für $m = 4$ ist $Y_4^l \min = -5479.0 - 1654{,}5.\ 9 = -14891$ Kilogr.
„ $m = 5$ „ $Y_5^l \min = -5479.2 - 1654{,}5.16 = -37430$ „
„ $m = 6$ „ $Y_6^l \min = -5479.4 - 1654{,}5.25 = -63297$ „

Die Spannung der beiden Endstücke folgt aus $V_0 + A = 0$, worin $A = \frac{(p+q)}{2} \frac{N}{2} = 20490.3$, mithin ist $V_0 = -61470$ Kilogr.

Werden die Spannungszahlen beider Systeme zusammengestellt, wie dies in Figur 10 und 11 geschehen ist, und dann zu dem Träger mit doppelter Stabreihe, siehe Figur 12, combinirt, so ergeben sich durch Addition der Spannungen aller sich deckenden Gurtungstheile die Spannungen der 12 oberen Gurtungsstücke:

$-46218, -123248, -184872, -231090, -261902, -277308, -277308, -261902, -231090, -184872,$
$-123248, -46218$

und die Spannungen der 12 unteren Gurtungsstücke:

$+38515, +115545, +177169, +223387, +254199, +269605, +269605, +254199, +223387, +177169,$
$+115546, +38515,$

während die Spannungen der Diagonalen dieselben bleiben und diejenigen der beiden Endständer -61470 Kilogr. betragen.

Um die Spannungen in den Gurtungsstücken direct zu finden, hat man die Gleichungen (243) und (244) für die oberen, die Gleichungen (245) und (246) für die unteren zu benutzen und erhält nach Einführung der Zahlenwerthe für die linke und rechte Hälfte der oberen Gurtungsstücke beziehungsweise:

$$X_m^l = -\frac{20490}{1{,}33}\left[(7-2m)(m-1) + 3(2m-1)\right]$$

$$X_m^r = -\frac{20490}{1{,}33}\left[(7-2m)\,m + 3(2m-1)\right].$$

Für $m = 1$ ist $X_1^l = -15406.(5.0 + 3.1) = -15406.\ 3 = -46218$ Kilogr.
und $X_1^r = -15406.(5.1 + 3.1) = -15406.\ 8 = -123248$ „
„ $m = 2$ ist $X_2^l = -15406.(3.1 + 3.3) = -15406.12 = -184872$ „
und $X_2^r = -15406.(3.2 + 3.3) = -15406.15 = -231090$ „
„ $m = 3$ ist $X_3^l = -15406.(1.2 + 3.5) = -15406.17 = -261902$ „
und $X_3^r = -15406.(1.3 + 3.5) = -15406.18 = -277308$ „

Für die linke und rechte Hälfte der unteren Gurtungsstücke erhält man nach Einführung der Zahlenwerthe

$$Z_m^l = \frac{20490}{1{,}33}\left[\frac{5}{2}(2m-1) - (m-1)^2 + (m-1)(7-m)\right]$$

$$Z_m^r = \frac{20490}{1{,}33}\left[\frac{5}{2}(2m-1) - (m-1)^2 + m(6-m)\right].$$

Für $m = 1$ ist $Z_1^l = 15406\,(2{,}5.1 - 0 + 0.6) = 15406.\ 2{,}5 = 38515$ Kilogr.
und $Z_1^r = 15406\,(2{,}5.1 - 0 + 1.5) = 15406.\ 7{,}5 = 115545$ „
„ $m = 2$ ist $Z_2^l = 15406\,(2{,}5.3 - 1 + 1.5) = 15406.11{,}5 = 177169$ „
und $Z_2^r = 15406\,(2{,}5.3 - 1 + 2.4) = 15406.14{,}5 = 223387$ „
„ $m = 3$ ist $Z_3^l = 15406\,(2{,}5.5 - 4 + 2.4) = 15406.16{,}5 = 254199$ „
und $Z_3^r = 15406\,(2{,}5.5 - 4 + 3.3) = 15406.17{,}5 = 269605$ „

Für Träger mit doppelter Stabreihe und größerer Spannweite, bei welchen das Eigengewicht bedeutender wird und alsdann auf die oberen und unteren Knotenpunkte vertheilt anzunehmen ist, ist die Rechnung in derselben Weise zu führen, jedoch sind zur Berechnung der Spannungen in den einzelnen Stücken der beiden einfachen Systeme die Formeln 200—209 und 210—215, sowie 222—224 zu benutzen, von welchen die ersteren, um ihre Anwendung zu erläutern, bereits zur statischen Berechnung des Crumlinviaducts verwandt worden sind.

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 4.

Fig. 5.

Fig. 6.

Fig. 7.

Fig. 8.

Fig. 9.

Neutrale Axe

Fig. 14.

Fig. 15.

Verlag von Arthur Felix in Leipzig.

Fig. 16.

Fig. 21.

Fig. 13.

Fig. 22.

Fig. 17.

Fig. 23.

Fig. 24.

Fig. 18.

Fig. 11.

Fig. 10.

Fig. 19.

Fig. 12.

Fig. 20.

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meifsen.

I. Gleiche und gleichweit entfernte Einzellasten.

Fig. 1.

$p+q = 904$ Kg p Knp.

Fig. 3

$p = 204$ Kg p Knp.

Fig. 5.

$q = 700$ Kg p Knp.

$p+q = 904$ Kg. p^{1m}

+4068

−918

$${}_aM = (p+q)\frac{m(N-m)}{2}\lambda = (204+700)\frac{m(10-m)}{2} = 452\, m(10-m)$$

$m = 0$, ${}_aM_0 = 452 \cdot 0 \cdot 10 = 0$ mtrKg

$m = 1$, ${}_aM_1 = 452 \cdot 1 \cdot 9 = 4068$ „

$m = 2$, ${}_aM_2 = 452 \cdot 2 \cdot 8 = 7232$ „

$m = 3$, ${}_aM_3 = 452 \cdot 3 \cdot 7 = 9492$ „

$m = 4$, ${}_aM_4 = 452 \cdot 4 \cdot 6 = 10848$ „

$m = 5$, ${}_aM_5 = 452 \cdot 5 \cdot 5 = 11300$ „

Für $\frac{d\,{}_aM}{dm} = (p+q)\frac{\lambda}{2}\frac{d\,m(N-m)}{dm} = (p+q)\frac{\lambda}{2}(N-m-m) = 0$ ist $m = \frac{N}{2}$

$${}_aM_{max} = (p+q)\frac{N^2}{8}\lambda = 904\frac{10^2}{8} = 11300\ \text{Kg}.$$

$$V_m = p\frac{N-2m-1}{2} = 204\frac{9-2m}{2} = 102(9-2m)$$

$m = 0$, $V_0 = 102 \cdot 9 = +918$ Kg	$m = 5$, $V_5 = 102 \cdot -1 = -102$ Kg
$m = 1$, $V_1 = 102 \cdot 7 = +714$ „	$m = 6$, $V_6 = 102 \cdot -3 = -306$ „
$m = 2$, $V_2 = 102 \cdot 5 = +510$ „	$m = 7$, $V_7 = 102 \cdot -5 = -510$ „
$m = 3$, $V_3 = 102 \cdot 3 = +306$ „	$m = 8$, $V_8 = 102 \cdot -7 = -714$ „
$m = 4$, $V_4 = 102 \cdot 1 = +102$ „	$m = 9$, $V_9 = 102 \cdot -9 = -918$ „

Für $x = m\lambda$ ist $\frac{1}{2}(V_{m-1} + V_m) = V_x$.

z. B. für $m = 5$, $\frac{1}{2}(102 - 102) = 0$.

Abstand d. neutralen Axe, $a_p = 100 - 57,6 = 42,4$ Centmtr.

Trägheitsmoment

Verticalscheerkraft $V_x = (p+q)(\frac{l}{2} - x)$. Für $x = 0$, $\frac{l}{4}$ und $\frac{l}{2}$ ist $V_0 = (p+q)\frac{l}{2} = 904 \cdot 5 = 4520$, $V_{\frac{l}{4}} = (p+q)\frac{l}{4} = 904 \cdot 2,5 = 2260$ und $V_{\frac{l}{2}} = 0$

Horizontale { Scheerkraft $H_x = \frac{V_x}{I} m_x$; Scheerspannung $S_x = \frac{H_x}{b}$ } für Querschnitt I.

a_s und a_p	m_s und m_p	H_x	b	S_x
+42,40	0	0	33	0
+41,40	1382,7	15,38	33	0,47
+40,40	2732,4	30,39	33 19	0,92 1,60
+38,40	3490,5	38,82	19 3	2,04 12,94
+35,40	3938,3	43,81	3	14,6
+31,40	4340,1	48,27	3 1	16,09 48,27
0	4833,15	53,75	1	53,75
−41,60	3968,0	44,13	1 5	44,13 8,83
−46,60	2865,5	31,87	5	6,37
−52,60	1377,8	15,32	5	3,06
−57,60	0	0	5	0

Fig. 23.

Neutrale Axe.

42,40

57,60

100

Fig. 26.

Querschnitt III.

Verlag von Arthur Felix in Leipzig. Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meißen.

Fig. 1. Fig. 2. Fig. 3. Fig. 4.

Fig. 12. Fig. 13. Fig. 14. Fig. 15.

Fig. 6. Fig. 7.

Fig. 19. Fig. 20.

Fig. 22. Fig. 23. Fig. 25.

Verlag von Arthur Felix in Leipzig.

Fig. 5.

Fig. 8.

Fig. 9.

Fig. 10.

Fig. 11.

Fig. 16.

Fig. 17.

Fig. 18.

Fig. 21.

Fig. 26.

Fig. 27.

Fig. 28.

Fig. 24.

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann. Meißen.

Fig. 1.

Fig. 2.

Fig. 3.

Fig. 4.

Fig. 5.

Fig. 6.

Fig. 7.

Verlag von Arthur Felix in Leipzig

Fig. 8.

Fig. 9.

Fig. 10.

Fig. 11.

Fig. 12.

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann, Meissen

Beschreibung eines neuen Basismeßapparates,

entworfen von Prof. **Wild** in Zürich und angewandt zur Längenbestimmung des großen St. Gotthardtunnels.

Von

O. Gelpke,

Ingenieur und Chef der topograph. Abtheilung beim Centralbureau der Gotthardbahn in Luzern.

(Hierzu Tafel 28.)

Die Nothwendigkeit einerseits, die Länge des großen St. Gotthardtunnels möglichst genau zu bestimmen, die Unmöglichkeit andrerseits, so viel Zeit auf eine dazu dienende Basismessung zu verwenden, als bei frühern Messungen mit dem bisher üblichen Apparat nothwendig wurde, führten mich dazu, nach einer einfachern Construction desselben zu suchen. Zuerst gedachte ich die Messung nach einer in Bergwerksgegenden mit gutem Erfolg ausgeführten Methode vorzunehmen, nämlich die zu messende Linie durch Pfähle zu bezeichnen, in diese Pfähle Nägel einzuschlagen, mit einem ausgezeichneten Stahlband die schiefe Länge zwischen den einzelnen Nägelköpfen zu messen und die zur Berechnung der horizontalen Länge noch fehlende Kathete durch direktes Nivellement der Nägelköpfe zu bestimmen. Da aber hierbei Alles davon abhängt, daß das Stahlband immer gleichmäßig gespannt wird, was nur durch längere Uebung erlangt werden kann, ferner auf die Länge von 1430 Meter das Einschlagen einer Unzahl Pfähle nöthig gewesen wäre, was bei dem kostbaren Mattland von Andermatt unter den Eigenthümern große Unzufriedenheit und vielseitige Reclamationen verursacht hätte, eine möglichst gleichmäßige Temperatur von circa 20° Celsius, auf die das Stahlband vorher geprüft gewesen, zudem in diesen hohen Regionen zu den größten Unwahrscheinlichkeiten gehörte, sah ich von dieser Methode wieder ab und zog bei einem gelegentlichen Aufenthalt in Zürich die Erfahrung des so hoch verdienten und weithin bekannten Prof. Wild zu Rathe, als den einzig noch lebenden Fachmann in der Schweiz, der eine größere Basismessung ausgeführt hatte. Indem derselbe meinen Ansichten beipflichtete, war er es, der den Gedanken zu dem gleich näher zu beschreibenden Basisapparat faßte und durch Besprechung und Hin- und Hererörterung mit mir und theilweise Skizzirung in eine greifbare Form brachte. Dem Unterzeichneten bleibt nur das kleine Verdienst, durch Ausführung der Werkzeichnung, mehrere Vervollständigungen und Ergänzungen der Details und schließlich durch Anwendung des Apparates denselben wirklich in die Praxis eingebürgert zu haben. Dieser Apparat besteht:

I. in 3 Meßlatten aus gut getrocknetem Tannenholz, 3 Centim. dick und 6 Centim. breit, etwas über 3 Meter lang, zum Schutz gegen leichte Regenschauer mit Oelfarbe angestrichen. An der untern Seite desselben befinden sich auf ca. 2 Met. Länge Verstärkungsrippen (a, b, c, Fig. 1 auf Taf. 28) von 6 Centim. Dicke und 2½ Centim. Breite, um die Meßstangen während ihres Gebrauches, wo solche nur an den Enden aufruhen, vor einer Einbiegung zu sichern. Außerdem kann man da, wo starker Wind zu herrschen pflegt und die Richtung der Basis, somit auch der Meßlatten während der Messung, senkrecht dagegen ist, die Latten mit ihren Verstärkungsrippen dem Wind also eine große Angriffsfläche entgegensetzen, diese Stangen durch Anschrauben von Bleigewichten von ca. 2 und 3 Pfund (wie d) etwas beschweren und vor dem Herabwerfen sichern.

An den Enden sind seitwärts in die Latte Messingplättchen eingelassen von ca. 5 Centim. Länge, von der Mitte als Nullpunkt beidseitig auf 2 Centim. in halbe Millimeter auf Silber eingetheilt. Diese Metallplättchen sind durch Schrauben festgehalten, die in Schlitzen laufen, wie Fig. 8 deutlich zeigt, wodurch ein seitliches Verschieben der Metallplättchen behufs ihrer genauen Justirung ermöglicht ist. Weil bei der Justirung durch das öftere Lüften und Anziehen dieser Schrauben die Schraubengänge im Holz sich ausarbeiten würden und so ein gefährlicher Spielraum entstehen könnte, sind noch unter diesen Metallplättchen mit Theilung andere ins Holz fest eingeschraubt und enthalten das Schraubengewinde für die Schrauben der Hauptplättchen. In erster Linie ist bei Bestellung und Anfertigung der Latten darauf zu sehen, daß sie lang genug ausfallen, so daß die Metallplättchen an den Enden nicht über das Holz hinausragen, im Gegentheil das Holz der Stange über die Plättchen hinaus geht, damit, wenn beim Transport der Stangen durch Post oder Eisen-

bahn ein Stoß der Latten gegen die Wandungen der Kiste erfolgen sollte, dieser Stoß auf das Holz und nicht auf die Plättchen ausgeübt wird, weil sonst die einer Messung vorhergehende Justirung und Vergleichung der Latten durch mögliche Verschiebung der Plättchen werthlos würde. In zweiter Linie müssen Latten wie Plättchen dieselbe Stärke haben, damit dieselben auf derselben Unterlage — bei der Messung Stative — nebeneinander gelegt, völlig in der gleichen Ebene liegen, wodurch ein zeitraubendes Nachhelfen mit Keilen, das zudem noch leicht zu Stößen durch Abrutschen führen kann, also die Genauigkeit und Sicherheit bedeutend herabsetzt, vermieden wird; ferner müssen Latten und Plättchen genau gegen einander abgerichtet sein, damit die Plättchen auch aneinander anliegen. Durch Beides, durch gleiche Stärke der Latten und durch genaues Abrichten derselben gegen einander, wird also die Messung bedeutend vereinfacht und beschleunigt, die Ablesung erleichtert. die Schärfe und Genauigkeit der ganzen Messung wesentlich erhöht.

Schließlich können noch auf den Latten die einzelnen Meter und $^1/_2$ Meter bezeichnet werden, ebenfalls durch Einlassen eines kleinen Metallplättchens mit entsprechendem Theilstrich. Es werden zwar diese Unterabtheilungen selten gebraucht, können jedoch nicht ganz entbehrt werden, da je nach der Lokalität, wo die Basislinie abgesteckt werden soll, bei einer plötzlichen gezwungenen Unterbrechung der Messung durch starken Sturmwind oder heftigen Regen ein Uebertragen jeden beliebigen Punktes als Endpunkt der bisherigen Messung aufs Terrain höchst wünschenswerth ist, während ein solches Uebertragen am Endpunkt der Latten wegen des Statives selber, wegen einer Mauer, härterem Boden, einem Bach u. s. w. unmöglich, oder doch sehr schwer gemacht würde. Zudem kann man öfter durch Einschieben einer Latte von nur 2 oder 1 Met. Länge, also Anlegen der folgenden Latte nicht an den 0 Punkt der vorhergehenden, sondern weiter rückwärts an diese Unterabtheilungen ein örtliches Hinderniß, das eine Stativaufstellung untersagen würde, glücklich überspringen, schließlich ohne die Messung zu unterbrechen für alle Eventualitäten leicht einen Hülfsrepère aufs Terrain übertragen.

II. In 4, besser 5 gewöhnlichen Theodolithstativen mit einer einfachen Vorrichtung zum Höher- oder Tieferstellen. Diese Vorrichtung besteht in einer starken cylindrischen Messinghülse, die in der Längsrichtung aufgeschlitzt ist und durch eine Klemmschraube, an zwei an der Hülse befestigten Laschen wirkend, zusammengedrückt wird, und in einer Eisenstange, die in dieser Hülse auf- und abgeschoben und gedreht werden kann und an ihrem obern Ende ein Messingtischchen mit cylindrischem Wulst trägt (siehe Fig. 9 und 10). Die zulässige Verschiebung ohne Gefährdung der Stabilität des Tischchens ist ca. 0,35 Met., abgesehen von dem, was noch durch steiles oder breitspuriges Stellen des Statives selbst erreicht werden kann. Auf dieses Tischchen, resp. auf den Wulst desselben, kommen die Meßlatten mit ihrem eingetheilten Ende aufzuliegen. Da die Ausdehnung der Theilung auf jedem Plättchen 4 Centim., zusammen also 8 Centim. beträgt, so ist für die Genauigkeit in der Aufstellung der Stative, resp. ihrer Entfernung unter einander auch nur diese Grenze gezogen, welche nach den gemachten Erfahrungen von einem gewandten Gehülfen nach 1- oder 2 tägiger Uebung fast ohne einen einzigen Irrthum und dadurch bedingte Neustellung des Statives eingehalten werden kann. Der Wulst hat den Zweck, daß man unter die Meßlatte kommen, sie bequem anfassen und mit aller Vorsicht an die vorhergehende anlegen, bei ungleicher Stärke der Latten auch leicht unterkeilen kann, bis die Theilung die Höhe der vorhergehenden oder folgenden erreicht hat. — Wie ich aber schon gesagt habe, ist das Unterkeilen fast ganz zu vermeiden, wenn bei Bestellung der Latten gleich dieselbe Stärke derselben untereinander betont und als Bedingung der Abnahme des Apparates ausgemacht wird. Außerdem werden bei verschieden geneigten nebeneinander liegenden Meßlatten die Höhenabstände der getheilten Plättchen untereinander fast 0 sein, wenn die Latten durch ein und denselben Wulst nur an ihren Enden gestützt sind, während dieser Höhenabstand sehr groß werden müßte, wenn dieselben auf der ganzen Fläche des Tischchens auflägen. Um die Wiederstandskraft der Latten gegen eine seitliche Verschiebung durch den Wind zu verstärken, kann dieser Wulst leicht angefeilt werden.

III. In der Nivellirlatte, circa 4—5 Centim. im Quadrat und von einer Länge von 2 Met. Dieselbe ist natürlich auf der Fläche, wo dieselbe aufzuliegen kommt, sorgfältig abgerichtet, so daß dieselbe durchgehends auf der Meßlatte anliegt. Seitlich an die Nivellirlatte ist ein Niveau auf Grundplatte angeschraubt (siehe Fig. 11), drehbar um den Zapfen a. Der dem Zapfen gegenüberliegende Index ist auf Silber und hat eine feine Mikrometerbewegung. Dieser Index bewegt sich an einer Scala auf und ab und hat vom Nullpunkt, der in der Mitte dieser Scala liegt eine beidseitige Bewegung bis zu 2°. Die Theilung ist ebenfalls auf Silber und giebt 5 Minuten. Ist die Latte gehörig justirt, d. h. giebt die Luftblase des Niveaus beim Umlegen der Nivellirlatte auf einer horizontalen Unterlage keinen Ausschlag, so muß auch der Strich des Index mit dem Nullpunkt der Theilung stimmen, sonst wird der justirbare Index darauf eingestellt.

Legt man nun diese justirte Nivellirlatte auf die Meßstange, so wird je nach der Steigung derselben das Niveau an der Nivellirlatte einen größern oder kleinern Ausschlag geben. Bei horizontaler Lage wird die Luftblase einspielen und man hat Null des Index auf Null der Theilung also 0° 0′ Ablesung, bei etwas schiefer Lage wird man, je nachdem der Winkel ein Elevations- oder Depressionswinkel, den Index mit der Mikrometerschraube b so lange niederdrücken oder

durch Lösen der Mikrometerschraube b und Nachdrückenlassen der unten angebrachten Feder c heben müssen, bis die Luftblase des Niveaus wieder einspielt, und kann dann unmittelbar an der Theilung ablesen, wie viel Grade oder Minuten der Index verschoben werden mußte, die Neigung also beträgt. Aus dem Cosinus dieses Winkels und der Länge der Latten läßt sich dann die wahre gemessene Länge, resp. die vertikale Projektion der schiefen Meßlatte, genau ableiten. Da steilere Neigungen als 2 Grad negativ oder positiv wohl nicht vorkommen werden, so kann der Beobachter sich von $0° - 2°$ von 5 zu 5 Minuten zum Feldgebrauch ein kleines Cosinustäfelchen für die Länge von 3 Meter construiren und statt der Ablesung des Winkels gleich die reducirte Länge oder beide in sein Journal einschreiben. Diese Reduction beträgt bei 30' erst $^1/_{10}$ Millim., bei 1° $4^6/_{10}$ Millim. und fängt erst von da an, in einer einflußreichen Weise zu steigen. In den meisten Fällen wird man es daher zu ermöglichen suchen, eine Steigung von 1° nicht zu überschreiten. Elevations- oder Depressionswinkel bleibt für die Rechnung ganz gleich.

IV. In den Repèreplatten. Will man einmal die Messung wegen des einbrechenden Abends, wegen Sturm oder Regen oder sonst aus einem Grund unterbrechen, so muß man den Endpunkt seiner Messung auf das Terrain übertragen. Man schlägt deshalb unter dem Ende der letzten Latte, oder unter einer der Zwischeneintheilungen, einen Pfahl recht fest ein und schraubt eine der Repèreplatten (Fig. 6) auf, hält die feine Seitenschnur oder den ausgeglühten Draht, an dem das sorgfältig gearbeitete centrische Senkel hängt, an einen bestimmten Punkt der Theilung an, liest ab und bezeichnet auf der Repèreplatte, die Stelle wo die Senkelspitze einspielt. Da auf der Repèreplatte zwei feine Striche sich kreuzen, so wählt man gerne diesen Kreuzungspunkt, verschiebt den Seidenfaden längs der Theilung, bis die Spitze unten auf diesem Punkte einspielt. Da letzteres aber schwieriger und zeitraubender ist, so bin ich meist nach ersterer Methode verfahren, habe sogar oft die Repèreplatten, die bei ihrer versilberten Oberfläche leicht Neigungen zu ihrer Annexion erwecken konnten, ganz weggelassen und den Punkt unmittelbar auf dem glattgeschnittenen Kopfe des Pfahls bezeichnet, und dann den Pfahl zum Schutze gegen Regen mit einem umgestülpten zerbrochenen Glase bedeckt. Zum Schutz der Senkelschnur gegen den Wind besteht der Apparat schließlich noch aus:

V. Einem Senkelrohr (Fig. 5), resp. einem Fernrohr mit 2 Auszügen, aber ohne Linsen, unten mit Scheiben, um das Einspielen der Senkelspitze beobachten zu können. In den meisten Fällen habe ich mich desselben nicht bedient, sondern als kürzer und bequemer vorgezogen, den nöthigen Schutz durch einen vorgehaltenen Schirm u. s. w. zu erlangen.

VI. In einigen kleinern Accessorien, als Schlüssel, Keile und Dosenlibelle, deren Verwendung bei der gleich zu berührenden Messung zur Sprache kommen soll.

Anwendung des Apparates bei der Messung.

Hat man sich einmal zu einer Oertlichkeit, wo die Basis gemessen werden soll, fest entschlossen, so bezeichnet man die Endpunkte dieser Basis mit Signalen, in unserem speciellen Falle durch gut fundamentirte Granitpfeiler, deren oberer Theil zum leichtern Anvisiren aber etwa auf 35 Centim. abgerundet war. Die Mitte dieses Pfeilers wurde außerdem durch einen eingelassenen Eisenbolzen, auf dem sich zwei Linien kreuzten, besonders bemerklich gemacht und bezeichnete dieser Kreuzungspunkt auf den beiden Pfeilern Anfang und Ende der Basis. Mit dem Theodolith auf dem einen Pfeiler mich aufstellend und die Mitte des andern anvisirend, gab ich zuerst einige in der Verbindungslinie liegende Zwischenpunkte an. Die weiterhin vorübergehend nöthigen Zwischenpunkte konnten dann nach diesen vom Auge eingerichtet werden.

Zum Beginn der Messung wurde von Stein Basisanfang bis zum nächsten in die Linie eingerichteten Jalon eine Schnur straff angespannt, um die Richtung der Linie beständig vor Augen zu haben und jede Abweichung nach links und rechts von derselben zu vermeiden. Dann wurde das erste Stativtischchen hart an den Stein gestellt, das zweite in einer Entfernung von 3 Met. von Steinmitte, das dritte in der gleichen Entfernung von 3 Met. von der Mitte des zweiten, das vierte ebenso von der Mitte des dritten, jedes genau über der unten durchlaufenden die Richtung bezeichnenden Schnur, und durch die aufgelegte Dosenlibelle auf seine horizontale Lage geprüft. Natürlich wurde schon bei der Höhenstellung des ersten Tischchens darauf Rücksicht genommen, ob das Terrain anstieg oder fiel, und solches darnach möglichst schlank oder breit gestellt, um so ohne große Elevation oder Depression horizontal über die Terrainunebenheiten hinwegzukommen, was die Genauigkeit der Messung jedenfalls nur erhöhen konnte. Denn, wenn der Apparat auch Steigungen von $2^1/_2$ Grad in beiden Richtungen zuließ, so wurde doch die horizontale Lage da, wo es irgend ging, selbstverständlich beizubehalten gesucht.

Auf Tischchen I und II kam nun die Latte 1 so zu liegen, daß sie über das erstere ziemlich hinaus sah und ihr eingetheiltes Ende mit dem Nullpunkt über den Eisendorn und seinen Schnittpunkt — aber einige Zoll höher — zu liegen kam. Das andere Ende lag auf dem Wulste des zweiten Tischchens auf. Dieses Tischchen, das bei der geprüften horizontalen Stellung des Statives ebenfalls horizontal war, wurde nun durch den Gehilfen so lange gehoben oder gesenkt, bis die erste Latte ziemlich horizontal lag, was durch die provisorisch aufgelegte, vorher aber durch mehrmaliges Umlegen genau geprüfte und justirte Nivellirlatte oder noch einfacher durch die Dosenlibelle erreicht wurde. Die Höhe des 3. und 4. Tischchens, also das Verschieben des eisernen, das Tischchen

tragenden Cylinders in der Hülse, wurde nun vom Auge durch Hinwegvisiren über die beiden schon richtig stehenden Tischchen angegeben, dann wurde auf die Wulste der Tischchen II und III die Latte 2 mit ihren Enden aufgelegt, auf Tischchen III und IV die Latte 3, und zwar so, daß ihre lange Kante immer genau parallel der unten durchlaufenden Schnur war, was ebenfalls vom Auge durch Visiren längs der Schnur leicht erreicht wurde. Bei der ersten Latte fiel also die Schnur mit der linken, bei der folgenden mit der rechten, bei der dritten wieder mit der linken langen Kante und so fort zusammen. Nun wurde nachgesehen, ob die sich berührenden Theilungen der Latten in der gleichen Ebene lagen, eine genaue Ablesung also keine Schwierigkeiten bot; sonst wurde durch schwaches Unterkeilen nachgeholfen — wegen der Gefahr eines Abgleitens auf den glatten eisernen Keilen wurden meist kleine hölzerne Keile angewandt — dann kam die Ablesung. Die feine seidene Schnur, an der das Senkloth hing, wurde so lange auf Commando an der Theilung hin- und herbewegt, bis die Senkelspitze genau über dem Schnittpunkt der beiden Linien auf dem Eisenstachel in der Mitte des granitnen Anfangspfeilers einspielte, und dann abgelesen, wie viel plus oder minus von dem Nullstrich aus zu dieser ersten Latte algebraisch zu addiren war. Dann bei der 2. Latte nachgesehen, ob ihr Nullstrich über den Nullstrich der ersten hinaus ging, sich also eine negative Größe ergebe, oder ob zwischen den Nullstrichen beider Latten noch ein Stück Theilung lag, diese abgelesen und als additive Größe der zweiten Latte beigefügt, ebenso bei der dritten und so fort. Natürlich wurde auch hier darauf gesehen, daß möglichst die Nullstriche der einzelnen Latten sich berührten, also die wirkliche Länge der Latte von 3 Meter in Rechnung kam. Lagen aber die Latten einmal nebeneinander, so wurden keine weitern Verschiebungen zu diesem Zwecke vorgenommen, sondern einfach abgelesen, was sich eben ergab. Oefters waren auch die Tischchen in Folge des tiefern Eindrückens des einen Fußes zur Erlangung der Horizontalstellung nicht mehr ganz in der richtigen Entfernung und verlangte auch das eine Zugabe von 1 oder 2 Centimeter in dem einen oder andern Sinne, wenn man nicht das Stativ ganz neu stellen, und so die Arbeit sehr verzögern wollte.

Waren nun einmal die 3 Latten abgelesen, unabhängig sowohl durch mich wie durch einen andern beigezogenen Ingenieure und die positiven und negativen Differenzen notirt, so wurde auf jede Latte von 1 angefangen, sorgfältig die Nivellirlatte aufgelegt und mit der Mikrometerschraube die Luftblase eingestellt, und nun an der Theilung abgelesen, wie viel der Index von 0 hatte verschoben werden müssen. Auch diese Ablesung geschah doppelt und unabhängig von einander. Die Einzeichnung war nach folgendem Schema geordnet:

Vom Repère Basis Anfang aus.

Latte.	+	—	Winkel.	Reducirt.	Berechnete Länge.	Bemerkungen.
1.	0,00015		0° 15′	2,99997 Met.	3,00012	
2.		0,00040	0° 30′	2,99989 „	2,99949	
3.	0,00100		0° 55′	2,99962 „	3,00062	bis Hilfsrepère Nr. 1 nur 2,5 Met. Lattenlänge: Red. = 2,49969. Ber. = 2,50069.

Fortgefahren ohne Berücksichtigung des Hilfsrepères.

Dann wurden die beiderseitigen Aufzeichnungen untereinander verglichen, bei etwaiger Ungleichheit nachgesehen, bei welchem Beobachter der Fehler lag, die unverrückte Lage der Latten zu einander nochmals geprüft und dann die Latte 1 weggenommen, durch den Gehülfen schnell das freigewordene Stativ ergriffen auf drei Meter Distanz vom 4. Stative horizontal aufgestellt, durch einen von uns die Höhenstellung des Tischchens eingerichtet und dann die Latte 1 auf die Wulste der Tischchen IV und I genau parallel der Schnur an die Latte 3 angelegt, die Differenz abgelesen und notirt, Nivellirlatte aufgelegt, eingestellt und abgelesen, die beiderseitigen Aufzeichnungen verglichen, noch einmal nachgesehen, ob Latte 2 und 3 zu einander unverrückt geblieben, dann Latte 2 sorgfältig aufgehoben, das so frei gewordene Stativ nach vorn gebracht und wieder aufgestellt und so fort.

Ein Ablesen der Differenzen während des Aufliegens der Nivellirlatte wäre jedenfalls eine Fehlerquelle geworden, indem doch hie und da ein kleines Einbiegen, eine kleine Verrückung von $^1/_2$ Zehntel bis 1 Zehntel Millimeter in Folge des Gewichts der Nivellirlatte bemerkt werden konnte. Diese Einbiegung und Verrückung gab sich aber immer wieder beim Wegnehmen der Nivellirlatte, so daß die Ablesungen nach der

Wegnahme immer noch dieselben waren, wie vor dem Auflegen.

War nun einmal der Anfang überwunden, so lief die Messung auf die eben beschriebene Weise ziemlich rasch vorwärts, das neue Aufstellen des Stativs allein ergab regelmäßig einen Zeitverlust von 1—3 Minuten, und doch wollte ich die erste Latte nie eher fortnehmen lassen, als bis die dritte lag, abgelesen und die Nivellirlatte aufgelegt worden war, damit bei einem etwaigen Stoß noch die Möglichkeit gegeben war, zu constatiren, ob die frühern Latten davon afficirt worden seien oder nicht, ob man also fortfahren könne oder vom letzten Repère aus neu zu beginnen habe. Dieser Zeitverlust hätte durch die Verwendung eines fünften Stativs und eines weitern Gehilfen vermieden werden können, die Arbeitsleistung wäre dadurch mindestens um 150 Meter (= 50 Latten) täglich vermehrt worden.

Stieg oder fiel das Terrain zu sehr, um annähernd horizontal darüber hinwegzukommen, so zog ich es vor, schon einige Zeit vorher mit dem nöthigen gleichen Winkel zu steigen oder zu fallen. Man gewann dadurch, daß die Theilungen auch dann ganz genau in derselben Ebene lagen, während das bei einer horizontalen, dann sehr steigenden, dann etwas fallenden Latte u. s. w. nicht der Fall gewesen wäre, was einen ziemlichen Ablesungsfehler zur Folge gehabt hätte. Glaubte man vorsichtshalber einen Hilfsrepère schlagen zu sollen, um bei einem etwaigen Unglück nicht gar so viele Arbeit neu machen zu müssen, so ließ man unter einer der oben beschriebenen Zwischentheilungen einen Pflock mit glattem Kopfe schlagen und übertrug mit dem Senkel diese Zwischentheilung auf den Pfahl. Unter der Rubrik „Bemerkungen" wurde dann aufgeführt, daß die betreffende Latte bis Repère Nr. X nur $2^1/_2$ oder 2 Met. lang gewesen sei. Die Messung wurde nicht unterbrochen und ging nun ruhig über diesen Repère weiter, ohne ihn weiter zu berücksichtigen. Unter den Bemerkungen wurde notirt: Fortgefahren ohne Rücksicht auf den Repère.

In dieser Möglichkeit einer leichten Uebertragung von Fixpunkten auf das Terrain, ohne die Messung zu unterbrechen und neu zu beginnen, lag der Hauptvortheil der Zwischentheilung, denn nach meiner persönlichen Ansicht enthielt jede Uebertragung eines Fixpunktes aufs Terrain und die Wiederaufnahme der Beobachtungen von diesem Fixpunkte aus einen runden Fehler von ca. 1 Millim. Konnte daher die Messung über die Repères weggehen, ohne bei ihnen aufzuhören oder anzufangen, hatten diese Repères also nur einen Hilfscharakter für einen etwaigen Unglücksfall, so vermied man auch ebenso viele Fehler.

Wollte oder mußte man die Messung wegen des Abends oder des Regens ganz sistiren, so stellte man das letzte Tischchen um 1 Decimeter näher als 3 Meter gegen das vorhergehende, so daß die Latte darüber hinaus sah, gab schnell den Punkt auf dem Terrain an, wo der Nullpunkt der Theilung hintraf, nahm die Latte wiederum weg und ließ genau an dieser Stelle einen Pfahl möglichst tief eintreiben, schnitt seine Oberfläche wieder glatt und übertrug nun den Nullpunkt mit dem Senkel auf diesen Pfahl. Uebertrug man einen andern als den Nullpunkt, so bekam die Latte unter der Rubrik „Bemerkungen" noch eine zweite negative oder positive Differenz als:

Latte.	+	—	Winkel.	Reducirte Länge.	Berechnete Länge.	Bemerkungen.
1.	0,00000	0,00000	0° 00′	3,00000	3,00000	
2.	0,00060		0° 40′	2,99980	3,00040	
3.	0,00025		1° 05′	2,99946	3,01171	+ 0,01200 bis Repère VI.

Fortgefahren von Repère VI.

Von diesem Repère wurde nun gerade so angefangen, wie vom Anfangsstein. Daß mitunter in Folge des Terrains auch von einem Hilfsrepère aus neu angefangen werden mußte, das habe ich, glaube ich, schon früher berührt. Doch wurden wie gesagt, diese Uebertragungen und das Wiederausgehen von diesen Repères als sehr zeitraubend und fehlererzeugend möglichst vermieden, nur vorsichtshalber ohne weitern Einfluß auf die Messung von Zeit zu Zeit Hilfspunkte angebracht.

Ueber die Resultate habe ich Folgendes zu bemerken. Bei 2 Ingenieuren und einem guten Gehilfen können mit dem Apparat, so wie er hier beschrieben wurde, bequem 350—400 Met. in einem Tage gemessen werden. Hat man 1 Stativ mehr und 2 Gehilfen, sicherlich 500 Meter. Die Ergebnisse selbst ersieht man am besten aus der folgenden Zusammenstellung zwischen der ersten und zweiten Messung.

Angabe der eidgenössischen Eichstätte für die Längen der einzelnen Latten bei 21° C.

Latte 1 = 0,331 Millim. zu groß,
Latte 2 = 0,458 Millim. zu groß,
Latte 3 = 0,285 Millim. zu groß,
1,047 Millim. zu groß,

also ist bei der II. Messung, wo durchgehends eine höhere

Erste Messung.		I. Controlmessung.		Differenz	
				zw. Repères.	zw. 0 und Repères.
0— I = 33,09590	0— I = 33,09590	0— I =	0— I =		
I— II = 63,25142	0— II = 96,34732	0— II = 96,32957	0— II = 96,32957	— 0,01775	— 0,01775
II— III = 80,63575	0— III = 176,98307	II— III = 80,62409	0— III = 176,95366	— 0,01166	— 0,02941
III— IV = 50,44982	0— IV = 227,43289	III— IV = 50,45609	0— IV = 227,40975	+ 0,00627	— 0,02314
IV— V = 75,06691	0— V = 302,49980	IV— V = 75,06437	0— V = 302,47412	— 0,00254	— 0,02568
V— VI = 137,91043	0— VI = 440,41023	V— VI = 137,89914	0— VI = 440,37326	— 0,01129	— 0,03697
VI— VII = 173,92888	0— VII = 614,33911	VI— VII = 173,88912	0— VII = 614,26238	— 0,03976	— 0,07673
VII—VIII = 185,36689	0—VIII = 799,70600	VII—VIII = 185,35853	0—VIII = 799,62091	— 0,00836	— 0,08509
VIII— IX = 5,47326	0— IX = 805,17926	VIII— IX = 5,47326	0— IX = 805,09417	± 0,00000	— 0,08509
IX— X = 95,64584	0— X = 900,82610	IX— X = 95,64866	0— X = 900,74283	+ 0,00282	— 0,08227
X— XI = 165,60714	0— XI = 1066,43224	X— XI = 165,60633	0— XI = 1066,34916	— 0,00081	— 0,08308
XI— XII = 173,59710	0— XII = 1240,02934	XI— XII = 173,60411	0— XII = 1239,95327	+ 0,00701	— 0,07607
XII—XIII = 77,58276	0—XIII = 1317,61210	XII—XIII = 77,58373	0—XIII = 1317,53700	+ 0,00097	— 0,07510
XIII—Stein = 112,80727	0—Stein = 1430,41937	XIII—Stein = 112,80197	0—Stein = 1430,33897	— 0,00530	— 0,08040

II. Controlmessung.

II. Controlmessung.	zw. Repères.	zw. 0 und Repères.
0— II = 96,32629	— 0,00328	— 0,00328
0— III = 176,95544		— 0,00178
VII— VI = 173,88611	— 0,00301	
VI— V = 137,90295	+ 0,00381	

Temperatur herrschte, auf die ganze Länge eine additive Correction von 170,79 Millimeter anzubringen. Auf die erste Messung muß in Folge der bedeutend tiefern Temperatur, ca. 11° C., eine um den Ausdehnungscoefficient des Holzes kleinere Correction angewendet werden, nämlich nur 115,424 Millimeter. Dieser letztern Correctur liegt aber die sehr willkührliche Annahme zu Grunde, daß das Längenverhältniß der Latten zu einander bei der ersten Messung das nämliche gewesen sei, wie bei der zweiten Messung. Man erhält so als wahrscheinliche Länge der ganzen Basis

aus Messung I 1430,41937 + 0,11542 = 1430,53479 Met.
aus Messung II 1430,33897 + 0,17079 = 1430,50976.

Die beiden Messungen würden nach Obigem unter sich differiren um 0,02503 Met. und ergäben im Mittel für die ganze Basis eine Länge von 1430,52227 Met.

Als Grundlage zu unseren Berechnungen nehmen wir aber als sicherer den Werth der 2. Messung, (I. Controlmessung) = 1430,50976 Met.

Diese Länge angenommen erhalten wir gegen die frühere Annahme von 1430,168 eine additive Logarithmendifferenz von 0,0001039.

Die nämliche Distanz nehmend und solche auf das Niveau des Tunneleinganges bei Goeschenen (ca. 330 Meter tiefer) reducirend, erhalten wir den subtractiven Logarithmus — 0,0000226.

Beide Correctionen zusammengehalten ergeben demnach für jede Distanz in den bisherigen provisorischen Rechnungen einen additiven Logarithmus von + 0,0000813 im Niveau von Goeschenen = 1110 Meter über Meer, also auch für die Distanz Goeschenen-Airolo.

Die beigefügte Correction für die ganze Länge der Basis entsteht in Folge der Vergleichung der Meßlatten unmittelbar nach der Messung mit dem Controlmaß in Bern. Bei Beiziehung der Temperaturdifferenz und bezüglicher Correction für die erste Messung, erhielt man also aus beiden Operationen ein auf 2½ Centimeter übereinstimmendes Resultat, was ziemlich befriedigen mußte, da alle die hier gezählten Vorsichtsmaßregeln und praktischen Erfahrungen und Einrichtungen erst durch Verstöße dagegen während der ersten Messung zum Bewußtsein und erst bei der zweiten Messung zur Geltung kamen.

Luzern, den 28. Juli 1872.

Fig. 1

Aufriss des Apparates be

Fig. 3.

Fig. 2

Grundriss des Apparates b

Fig. 4.

Fig. 5.

Senkel u. Senkelrohr.

Fig. 8. *Aneinandergelegte Latten.*

Verlag v. Arthur Felix in Leipzig.

Gebrauche 1/50.

II d a d I

Fig. 9. Stativ im Aufriss. 1/10

Dosenlibelle

Fig. 7. Keile.

Schraubenschlüssel

n Gebrauche 1/50

II. I

Fig. 10.

Stativ im Grundriss.

Fig. 6.

Repèreplatte

Fig. 11.

Nivellirlatte im Aufriss. b

a

1/50. 1 0 1 2m.

Fig. 12.

Nivellirlatte im Grundriss.

1/10. 0 10 20 30 40 50 60 70 80 90 100 110cm.

a

Lith. Anst. v. Steinmetz & Bornemann in Meissen.

Näherungswerthe

für

Trägheitsmomente von Querschnitten dünnwandiger Träger.

Von

L. Kargl,

ord. Prof. der Mechanik und für Maschinenlehre am Züricher Politechnikum.

Mit der fortschreitenden Technik treten dünnwandige Träger immer mehr in den Vordergrund, weil dieselben die beste Materialverwerthung gestatten. Bei der Berechnung von Trägern ist bekanntlich stets das Trägheitsmoment der Querschnittsfläche zu ermitteln, und zwar bezogen auf eine Achse, die durch den Schwerpunkt des betreffenden Querschnittes in der Ebene desselben senkrecht zur Belastungsrichtung gezogen werden kann. Hat man es nun eben mit dünnwandigen Gebilden zu thun, so lassen sich für die Trägheitsmomente der Querschnitte derselben Näherungsformeln aufstellen, die für praktische Rechnungen sehr handlich sind. Die hier eingeschlagene Methode ist, so viel mir bekannt, neu, und dürfte sich wegen ihrer Einfachheit empfehlen.

Da sich das Trägheitsmoment einer Fläche, bezogen auf eine beliebige Achse, definirt als Summation aller Flächenelemente, jedes multiplicirt mit seinem Abstande von der betreffenden Achse zum Quadrat, also nichts anderes ist, als die Summation der Trägheitsmomente der einzelnen Flächentheile, so läßt sich das Trägheitsmoment irgend einer hohlen Figur auch ansehen als die Differenz der Trägheitsmomente des ganzen vollen und inneren hohlen Theiles. Es ist das Trägheitsmoment J des in nebenstehender Skizze schraffirten Querschnittes die Differenz der Trägheitsmomente J_v der vollen ganzen Fläche, und des inneren ausgenommenen Theiles J_1

$$J = J_v - J_1.$$

Fig. 1.

Hat man es nun mit sehr dünnwandigen Gebilden zu thun, d. h. ist die Wandstärke verschwindend klein gegen die Abmessungen des Querschnittes, oder mit anderen Worten, die äußere und innere Begrenzung sehr nahe an einander, so geht diese Differenz der Trägheitsmomente der vollen und der ausgenommenen Fläche über in das Differenzial des Trägheitsmomentes der vollen Fläche.

Es folgt somit der Satz:

Das Trägheitsmoment einer Figur, deren Wandstärken gegen die Dimensionen derselben verschwindend klein sind, ist das Differenzial des Trägheitsmomentes der vollen Fläche, bezogen auf dieselbe Achse.

Beispiele:

1) Trägheitsmoment des Querschnittes eines kastenförmigen Trägers.

Das Trägheitsmoment der vollen Fläche ist

$$J_v = \frac{1}{12} b h^3.$$

Deshalb ist das Trägheitsmoment für den Querschnitt des kastenförmigen Trägers das vollständige Differenzial dieses Ausdruckes

$$J = \frac{1}{12} \left\{ b . 3 h^2 dh + h^3 db \right\}.$$

Fig. 2.

Nun ist dh die Aenderung der Höhe, gleich der doppelten Wandstärke e_1 und db die Aenderung der Breite, gleich der doppelten Wandstärke e_2, folglich

$$J = \frac{h^2}{6} \left\{ 3 b e_1 + h e_2 \right\}.$$

Gewöhnlich ist das Verhältniß der Breite zur Höhe gegeben. Dann bleiben in der Klammer nur eben diese Verhältnißzahl und die Wandstärken. Was die Wandstärken anbelangt, so sind dieselben durch die Fabrikation an ziemlich enge Grenzen gebunden. Man thut am besten, sie zu wählen und die noch übrige Dimension, die Höhe, zu berechnen. Dieß

ist sehr leicht, da dann das Trägheitsmoment nur ein Vielfaches der dritten Potenz der Höhendimension ist, und der bekannte Ausdruck: Moment der äußeren Kräfte gleich Trägheitsmoment, gebrochen durch die Entfernung des Schwerpunktes bis zur äußersten Faser mal der Spannung pro Quadrateinheit, nämlich

$$\mathfrak{M} = \frac{J}{a}\mathfrak{S} \text{ ist, da } a = \frac{h}{2},$$

auf eine rein quadratische Gleichung sich reducirt.

2) Trägheitsmoment eines doppel-Tförmigen Trägers.

Hier gilt das Gleiche, wie im vorigen Beispiel, nur ist $d\,b$ jetzt gleich der einfachen Wandstärke der Mittelrippe, folglich

$$J = \frac{h^2}{12}\left\{6 b e_0 + h e\right\}.$$

Fig. 3.

Ist die Stärke der Mittelrippe klein gegen die der oberen und unteren Bänder, so kann das Glied $h e$ weggelassen werden, es folgt:

$$J = \frac{1}{2} h^2 b e_0.$$

Für die Berechnung des Trägers gilt allgemein die Beziehung:

$$\mathfrak{M} = \frac{J}{a}\mathfrak{S}; \text{ und da } a = \frac{h}{2},$$

so folgt, den Werth für J gesetzt:

$$\mathfrak{M} = h b e_0 \mathfrak{S}.$$

Dieser Ausdruck ist linear in Bezug auf sämmtliche Dimensionen, demnach für die Berechnung äußerst bequem.

Uebrigens läßt sich diese Gleichung auch direct ableiten. Besteht der Voraussetzung gemäß der Träger blos aus Zug- und Druckband, beide in der Entfernung $= h$ gehalten durch eine beliebige Zwischenconstruction, die aber so leicht ist, daß sie bei der Berechnung des Trägheitsmomentes vernachlässigt werden kann, so werden im Inneren des Zug- und Druckbandes Spannungen S hervorgerufen, deren Moment nothwendig im Gleichgewichte sein muß mit dem Moment der äußeren Kräfte $\mathfrak{M}$. (Im gezeichneten Specialfall $\mathfrak{M} = Px$). Es muß sein:

Fig. 4.

$$\mathfrak{M} = S h.$$

Ist b die Breite, e_0 die Wandstärke des Zug- und Druckbandes, $\mathfrak{S}$ die Spannung pro □ Millim., so folgt

$$S = b e_0 \mathfrak{S} \text{ und } \mathfrak{M} = h b e_0 \mathfrak{S},$$

die obige Gleichung.

3) Trägheitsmoment eines Kreisringes.

Das Trägheitsmoment der ganzen Fläche ist

$$J_k = \frac{\pi}{4} r^4,$$

deshalb das des Ringes

$$J = \frac{\pi}{4} . 4 r^3 d r.$$

Fig. 5.

Nun ist die Aenderung des Halbmessers $d r$ nichts anderes, als die Wandstärke e, folglich das Trägheitsmoment des Ringes

$$J = \pi r^3 e.$$

Schließlich noch ein Zahlenbeispiel:

Ein doppel-Tförmiger gewalzter Träger, auf beiden Enden frei aufliegend, sei zu berechnen. Die Belastung wäre 3000 Kilogr. in der Mitte angreifend, und 3 Meter wäre die Spannweite.

Dann ist das Maximalmoment (in der Mitte)

$$\mathfrak{M} = 1500 . 1500 = \frac{J}{a}\mathfrak{S}.$$

Fig. 6.

Das Trägheitsmoment ist

$$J = \frac{h^2}{12}\left\{6 b e_0 + h e\right\},$$

die Entfernung des Schwerpunktes bis zur äußersten Faser

$$a = \frac{h}{2}.$$

Nimmt man die Fleischstärke $e = e_0 = 12$ Millim., ferner $b = \frac{2}{5} h$, die Sicherheit gegen Bruch $= 6$, so daß, weil der Bruchcoefficient für Schmiedeeisen $= 40$ ist, die gestattete Beanspruchung pro □ Millim. $\mathfrak{S}$ sich zu

$$\frac{40}{6} = 6{,}67 \text{ Kilogr.}$$

ergiebt, so folgt

$$1500 . 1500 = \frac{h^2}{6}\left\{6 . \frac{2}{5} . 12 + 12\right\} 6{,}67,$$

daraus

$$h = 224 \text{ Millim. und } b = 90 \text{ Millim.}$$

Zürich, den 11. October 1872.

Literatur- und Notizblatt.

Register zum Literatur- und Notizblatt des achtzehnten Bandes des Civilingenieur.

I. Sachregister.

(Die Nummern bedeuten die Seitenzahlen.)

II. Namenregister.

III. Verzeichniß der Zeitschriften, über welche Referate gegeben worden sind.

Verzeichniß der besprochenen Werke.

Druckfehler: S. 10, Z. 6 v. u. lies: 8—12 statt 1—7.

Literatur- und Notizblatt

zu dem achtzehnten Bande des

Civilingenieur.

№ 1.

Literatur.

Die Grundzüge des graphischen Rechnens und der graphischen Statik. Von Karl von Ott, Professor an der k. k. deutschen Oberrealschule und h. Docent für Bau-Mechanik am k. Landespolytechnikum in Prag. Zweite erweiterte Auflage mit 116 Holzschnitten. Prag 1872. J. G. Calve'sche k. k. Universitäts-Buchhandlung (Ottomar Beyer).

Diese nur wenige Bogen starke Schrift hat ihre Vorzüglichkeit schon dadurch bewiesen, daß sie bereits 1 Jahr nach ihrem Erscheinen eine zweite Auflage erlebt hat. Sie setzt nur die gewöhnlichen Kenntnisse in der Geometrie voraus und ist viel populärer gehalten und leichter zugänglich, als das große und gelehrte Culmann'sche Werk, beschränkt sich aber naturgemäß auch nur auf die Anfangsgründe. Die zweite Auflage ist durch die graphische Bestimmung der in den verschiedenen Fachwerksträgern auftretenden Kräfte und einen Anhang über die Elemente der Normal-, Biegungs- und Knickfestigkeit und Elasticität bereichert und enthält somit das Hauptsächlichste von dem, was in der Ingenieur-Praxis gebraucht wird. Die Darstellung ist so klar und deutlich, daß dieses Werkchen sich nicht nur als Leitfaden für Anstalten, sondern auch zum Selbststudium sehr nützlich erweisen wird.

Die Dreiecksnetze vierter Ordnung als Grundlagen geodätischer Detail-Aufnahmen zu technischen oder staatswirthschaftlichen Zwecken. Ein Handbuch für Geometer, Ingenieure und Ingenieur-Geographen von J. H. Franke. Mit einem Vorwort von Dr. Carl Maximilian Bauernfeind, Director und Professor der königl. Polytechnischen Schule in München. München, 1871. Verlag von Jul. Grubert.

Der Herr Verfasser, welcher Regierungs-Geometer in Gotha ist, hat durch diese gediegene Arbeit der geodätischen Wissenschaft einen wirklichen Dienst geleistet, da über die Detail-Triangulation mit dem Theodoliten noch nirgends eine ausführliche Darstellung gegeben worden ist und die hier gegebene Anleitung ebenso praktisch, als wissenschaftlich gehalten ist. In der Einleitung werden zunächst die üblichen elementaren Aufnahme-Methoden kritisch beleuchtet, dann folgt der theoretische Theil, welcher mit einem gedrängten Ueberblick über die Arbeiten der Landestriangulationen beginnt, dann die Detailtriangulationen ausführlich behandelt und den Anschluß derselben an die Dreiecke höherer Ordnung, sowie die Anwendung der Methode der kleinsten Quadrate auf die Festlegung der elementartrigonometrischen Netze lehrt. Der zweite praktische Theil führt die numerische Berechnung praktischer Aufgaben, nämlich sowohl die mathematische Lösung, als auch die geodätische Ausgleichung ausführlich vor und ein Anhang bringt die Bestimmung der wahrscheinlichen Fehler der Messungen mit Kette und Theodolit, die Berechnung der Entfernung und Azimuthe zweier durch sphärische Coordinaten gegebenen Punkte, endlich verschiedene wichtige Constanten und Formeln. Zur besondern Empfehlung sei noch erwähnt, daß auch Herr Bauernfeind sich sehr anerkennend über dieses Werk äußert.

Nachtrag zu den Hauptergebnissen der mit der europäischen Gradmessung verbundenen Höhenbestimmungen im Königreich Sachsen. Zusammengestellt und alphabetisch geordnet von Oskar Choulant, Markscheider in Freiberg. Freiberg. J. G. Engelhardt'sche Buchhandlung (M. Isensee) 1871.

Dieser Nachtrag enthält vorzugsweise Lausitzer Ortschaften und Punkte, besonders angenehm ist aber eine umfängliche Höhenscala, nämlich ein Verzeichniß von ca. 1300 nivellitisch bestimmten Höhenpunkten des Königreichs Sachsen, geordnet nach der Höhe über dem Ostseespiegel. Geometern und Ingenieurs kann dieses Verzeichniß manche Erleichterung in ihrem Berufe gewähren.

Uebersicht der Eisen-Industrie und des Eisen-Verkehrs Deutschlands in den Jahren 1860—1869. Nach den amtlichen Publikationen zusammengestellt von Dr. Ad. Frantz, Geschäftsführ. Secretair des Oberschlesischen Berg- und hüttenmännischen Vereins. Leipzig. Verlag von Baumgärtner's Buchhandlung 1872.

Ein großes übersichtliches Tableau, auf dessen Bedeutung wir die Eisen-Industriellen nicht aufmerksam zu machen nöthig haben.

Vorträge über Eisenbahnbau, gehalten am k. k. polytechnischen Institute in Wien von Dr. E. Winkler, ord. Prof. für Eisenbahn- und Brückenbau. Erstes Heft. Der Eisenbahn-Oberbau. Zweite umgearbeitete Auflage. Lieferung 2. Mit 196 Holzschnitten. Prag 1871. Verlag von H. Dominicus.

Mit vorliegender Lieferung wird der Eisenbahn-Oberbau abgeschlossen. Sie handelt zunächst noch von den Laschenverbindungen und zusammengesetzten Schienen, geht dann auf

die Holz- und Stein-Unterlagen und die Befestigung der Schienen auf denselben über, betrachtet ebenso die eisernen Einzelunterlagen und den eisernen Querschwellen- und Langschwellen-Oberbau und giebt schließlich eine kritische Beleuchtung dieser Unterlagssysteme. Zwei weitere Capitel handeln von den Straßenbahnschienen und von der Bettung, worauf die Elasticitäts- und Festigkeitstheorie der Schienen vorgetragen und zum Schluß des Werkes ein ausführliches Literaturverzeichniß mitgetheilt wird. Ueberall finden wir die neuesten Constructionen und Erfahrungen berücksichtigt, erfreuen uns an einem unbefangenen und wohlbegründeten Urtheil, werden mit einfachen, theils empirisch, theils theoretisch begründeten Constructionsregeln versehen und durch zahlreiche Literaturnachweisungen bei weiteren Studien unterstützt, so daß die neue Auflage dieses empfehlenswerthen Werkes nicht nur eine bessere und bequemere Ausstattung, zahlreiche Zusätze und Verbesserungen, sondern auch theilweise eine völlige Umarbeitung erkennen läßt.

Theorie der Centrifugal-Regulatoren von Albert Wüst. Stuttgart. Verlag von A. Liesching & Comp. 1871.

Elementare Ableitung der wichtigsten Constructionsregeln für den Watt'schen, den parabolischen, den Regulator mit gekreuzten Armen, den Foucault'schen Regulator und einen Federregulator, an welche sich praktische Bemerkungen über ihre wichtigsten Eigenschaften anschließen, welche dieses Schriftchen für jüngere Maschinenbauer besonders werthvoll machen.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1871. Band XV, Heft 5—6. (Schluß.)

Die Rigi-Eisenbahn. — Als Vorbild für diese nur 5,5 Kilom. lange, aber 1200 Meter Steigung besitzende Bahn hat die amerikanische Bahn auf den Mount Washington gedient, doch sind mehrfache Verbesserungen angebracht. Die Rigibahn besitzt vorwiegend eine Steigung von 1:4, und Curven von 180 Meter Radius, fängt aber mit einer Steigung von 1:15 an und besitzt in der Mitte eine Drehweiche in derselben Steigung. Wegen der starken Steigung waren alle Erdarbeiten sehr schwierig. Von Kunstbauten ist ein Tunnel von 67 Meter Länge und ein Viaduct mit eisernen Pfeilern und 25,5 Meter Spannweite zu nennen. Der Oberbau besteht aus verlaschten Vignolesschienen, wovon das Meter 33 Pfd. wiegt und welche auf einen festen Rost befestigt sind. Die in 0,75 Meter Abstand von ein an der liegenden, 2,4 Meter langen eichenen Querschwellen sind nämlich außerhalb der Schienen durch aufgeschraubte Langschwellen verbunden, überdies aber noch aller 3 Meter im Fels befestigt. In der Mitte zwischen den Schienen liegt die aus zwei [Eisen mit dazwischen genieteten prismatischen Stäben aus Feinkorneisen gebildete Zahnstange, welche in 3 Meter langen, 4 Ctr. schweren Theilen gefertigt, an den Stößen verlascht und auf den Querschwellen mit Schrauben befestigt ist. Die Personenzüge bestehen blos aus einem 80 Personen fassenden, zweietagigen Wagen mit terrassenförmig übereinander angebrachten und nach der mittleren Neigung der Bahn normirten Sitzen, von denen jede Reihe der untern Etage Seitenthüren besitzt, während die obere Etage unbedeckt ist. Vorn und hinten sind an den Wagen Schraubenbremsen angebracht, welche auf besondere Bremsscheiben und auf die in die Zahnstange zwischen den Geleisen eingreifenden schmiedeeisernen Zahnräder wirken. Die Locomotive, welche den Wagen aufwärts schiebt und abwärts trägt, wird aus einem stehenden 1,176 Meter weiten Kessel mit 168 Röhren von 51 Millim. Weite und 1,870 Meter Länge mit Dampf versorgt, welcher in den stärksten Steigungen vertical steht, besitzt an der Triebaxe ein gußstählernes Zahnrad, welches durch Vorgelege von den Dampfkolben getrieben wird und in die gezahnte Mittelschiene eingreift, Räder mit cylindrischen Bandagen und Spurkränzen, welche mit langen Naben lose auf den sich drehenden Axen sitzen, starke eiserne, die Flanschen der Zahnstange umfassende Winkel, welche das Entgleisen verhindern, eine Vorrichtung zum Bremsen mit comprimirter Luft und eine kräftige Schraubenbremse mit besonderer Bremsscheibe, wie beim Wagen. Die Hauptdimensionen sind folgende: Cylinderdurchmesser 270, Kolbenhub 400, Radstand 3000, Laufraddurchmesser 636,6, Spurkranzdurchmesser 690, Spurweite 1435,5, Spielraum 15, Theilung der Zahnstange und des Triebrades 100, Breite des Triebrades 102, Durchmesser 636,6, Zähnezahl 20, Durchmesser der Vorgelegeräder 222,73 und 684,09, Breite 150 Millimeter, Zähnezahlen 14 und 43. Wasserraum im Wasserkasten 1,1 Cub.-Met., Höhe der Maschine 4,8, Länge 5,925, Breite 2,150 Meter, 125 Touren, 1,667 Meter Kolbengeschwindigkeit. Personenwagen: Radstand 4,2 Meter, Laufraddurchmesser 0,6366, Wagenlänge 8,9, Breite unten 3,0, an der Decke 3,22, Höhe des untern Kastens 1,8 Meter.

Die Festiniog-Eisenbahn. — Seit 7 Jahren wird diese incl. Zweigbahnen 22,8 Kilom. lange mit Curven von 35,36 Meter Radius versehene und ein Maximalgefälle von 1:60 aufweisende schmalspurige Bahn mit 10½ Kilom. Normalgeschwindigkeit, welche stellenweise bis auf 47¼ Kilomet. steigt, betrieben, ohne daß diese enge und krüppelige Bahn andre Unfälle als die überall vorkommenden Entgleisungen bei falschen Weichenstellungen oder dergl. erlebt hätte, und ohne schlecht zu rentiren. Die Anlagskosten betrugen ca. 25300 Thlr. pro Kilometer, die Betriebseinnahmen belaufen sich auf 200 bis 335 Thlr. pro Woche. Spurweite 0,61, Kronenbreite 2,44 Meter. Schienengewicht 24 Kilogr. pro Meter. Wagendurchmesser 457, Radstand 1220 Millim. Gewicht 30 Ctr. 12 Sitzplätze. Die Lowries für Schiefer wiegen 13 und 17 Ctr. und tragen 40, resp. 60 Ctr. Ladung. Die Locomotiven haben 4 gekuppelte Räder von 0,61 Meter Durchmesser und 1,52 Meter Radstand, sind mit außen liegenden Cylindern und Wasserreservoirs versehen, wiegen dienstfähig 150 Ctr. und ziehen 1000 Ctr. Bruttolast (excl. Maschine und Tender). Die neueste Locomotive ist nach Fairlie's System gebaut, hat vier Dampfcylinder von 209 Millim. Durchmesser und 330 Millim. Hub, Räder von 0,71 Met. Höhe, einen 2,29 Met. langen, 0,76 Met. weiten Stahlblechkessel mit 1,83 Meter langer, 0,91 Meter breiter und 1,37 Meter hoher Feuerbüchse, und 208 38 Millim. weiten Rauchröhren, besitzt 5,57 Qu.-Meter Heizfläche in der Feuerbüchse, 62,24 Qu.-Meter in den Rauchröhren, 1,02 Qu.Met. Rostfläche, 408 Liter Wasserraum in dem Wasserbehälter und wiegt dienstfähig 400 Ctr.

Sndow, amerikanische Handbohrmaschine. — Beschreibung und Abbildung einer auch zum Gewindeschneiden

geeigneten billigen Handbohrmaschine, welche vielfach Bohrknarre und Bohrkurbel verdrängt hat.

Selwig, neue Bohrknarre. — Vortheilhafte Einrichtung dieses Werkzeuges, welches aber auch wie eine gewöhnliche Bohrknarre benutzt werden kann.

Fischer, über Luftheizungsöfen. — Bei den Constructionen von Boyer in Ludwigshafen und von Reinhardt in Mannheim zieht der Rauch von oben nach unten durch dünnwandige Röhren oder rechteckige Kästen ab, während die zu erwärmende Luft in entgegengesetzter Richtung daran hinstreicht. Bei den Oefen des Herrn Verf. besteht der Ofen aus einem Feuerraum von Herdgußplatten, welche durch gußeiserne Röhren mit einem gußeisernen Kasten verbunden sind.

Rühlmann, über das Verhältniß zwischen Brems- und Indicator-Pferdestärken. — Hierüber sind nur wenig Versuchsdata vorhanden. Burel fand dasselbe gleich 86, Grosseteste und Hallauer im Mittel = 89,8, Knövenagel = 84,7, Rühlmann = 86 Procent.

Uhlenhut, über Registrirapparate für die Geschwindigkeit von Eisenbahnzügen. — Samman und von Weber's Construction besteht aus einer durch ein Uhrwerk getriebenen runden Scheibe und einem darauf schreibenden Stifte, der beim Stillstehen des Zuges einen Kreisbogen, bei der Bewegung aber, in Folge des Schüttelns, eine Schlangenlinie verzeichnet. Cremer's Apparat zeigt einen durch ein Uhrwerk getriebenen, nach Minuten graduirten Papierstreifen, auf welchem eine auf- und abwärtsgehende Nadel, welche von einer Radaxe aus getrieben wird, Stiche macht, aus deren Entfernung von einander die Geschwindigkeit zu ersehen ist. Auf französischen Bahnen findet sich ein Apparat, ähnlich den Centrifugalregulatoren, dessen Muff den Schreibstift regiert. Schiff's Registrirapparat hat Aehnlichkeit mit dem Cremer'schen, doch wird die Nadel durch eine elektrische Batterie getrieben, was den Apparat complicirter macht.

Heeren, über die Wärmeabgabe bei stehenden und liegenden Röhren. — Bei stehenden Röhren läßt sich voraussetzen, daß die größte Geschwindigkeit und Wärme sich in der Axe befindet, wogegen bei horizontalen Röhren die wärmsten Gase sich im obersten Theile befinden werden, woraus gefolgert werden könnte, daß letztere Röhren einen besseren Heizeffect besitzen müßten.

Brüninghaus, über Heinemann's Theorie des Stoßes des Wassers. — Discussion zwischen den Herren Brüninghaus und Heinemann, über die richtige Auffassung der Wirkung eines stoßenden Wasserstrahles.

Schuchart, Anschweißen zerbrochener Walzenzapfen. — Nachdem die Bruchfläche von einer mit 25 Millim. weiten Seitenöffnungen versehenen Lehmform umgeben und durch glühende Kohlen rothwarm gemacht ist, wird flüssiges Eisen aufgegossen, welches durch die Oeffnungen wieder abfließt, bis das Angefressenwerden der Walzenfläche bemerkt wird, worauf die Oeffnungen geschlossen und die Form vollgegossen wird.

Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines. XXIII. Jahrg. 1871. Heft 8—10.

Kohn, die Eisenbahnblocksignale. — Vergleichende Besprechung der Systeme von Siemens & Halske, von Walker, von Spagnoletti und von Hipp, über welche einzeln in diesen Blättern schon referirt worden ist.

von Fallenhayn's Holzzerfaserungsmaschine. — Das Holz wird durch eine mit 24 schiefstehenden und sägenartig gezahnten stählernen Fraisen versehene rotirende Trommel von 0,843 Met. Durchmesser und 0,316 Met. Breite gröblich zerfasert und dann zwischen spiralförmig cannelirten gußeisernen Walzen feiner gemahlen. Auf drei Zerfaserungswalzen, welche je $3\frac{1}{2}$ Pferdekraft zum vollen Betrieb gebrauchen und in 24 Stunden 10 Ctr. lufttrocknes Fichtenholz zu Halbzeug zerreißen, ist nur ein Verfeinerungsapparat nöthig, welche zum Betrieb 2 Pferdekraft bedarf.

Tangye & Holman's Hebezeug mit Sicherung. — Zu beiden Seiten der Kettenscheibe befinden sich auf der mit Schraubengewinde versehenen Spindel Sperrräder und Frictionsscheiben und durch Anziehen eines Seiles wird die Kettenscheibe entweder rechts oder links so viel zur Seite geschoben, daß eines der Sperrräder fest gegen die betreffende Frictionsscheibe gepreßt und somit beim Loslassen des Zugseiles die Last schwebend erhalten wird.

Steinbrechmaschine der Gebr. Camroux. — Bei dieser Construction tritt eine continuirliche Arbeit ein, da die beiden Brechscheiben zwei vor einander rotirende flache Kegel sind, deren Arbeitsflächen glatt oder gekerbt sein können.

Bohrratsche von Gilchrist in Glasgow. — Dieselbe bedarf keines besonderen Bohrwinkels zur Befestigung am Werkstücke, sondern es dient dazu die Schraube, welche die Verschiebung des Bohrers bewirkt.

Sherman's Reinigungsproceß des Roheisens. — Zur Beseitigung des Phosphors und Schwefels giebt Sherman in den Puddelofen, Converter oder Tiegel eine geringe Menge von Jodnatrium und es sollen auf den Brown'schen Werken in Sheffield mit diesem Verfahren sehr gute Erfolge erzielt worden sein.

Rigg's kleine Dampfmaschinen mit Federn. — Um die Kurbel über die todten Punkte hinweg zu bringen, wendet Rigg an Stelle des Schwungrades bei kleinen (1pferdigen) Maschinen eine auf der Fundamentplatte befestigte Stahlfeder an, welche gegen schrägstehende Daumen an der Kurbelwelle drückt.

Müller's Locomotivkessel — zeichnet sich dadurch aus, daß in der Feuerbüchse eine Anzahl nach hinten geneigte und daselbst geschlossene zweizöllige Wasserröhren mit Field'schen Hosenröhren angebracht sind, der hintere Theil des Kessels aber nur oben mit Feuerröhren versehen ist, und einen höhern Wasserspiegel besitzt, als die Feuerbüchse.

Tyler, Eisenbahnunfälle im Jahre 1870. — Unter 286 getödteten waren 90, unter 1239 verwundeten Personen 1094 Passagiere und es kommen auf 3411000 Reisende 1 getödteter, auf 280000 ein verwundeter Passagier, während der Durchschnitt der vorausgegangenen 5 Jahre resp. 1:13000000 und 1:372000 betrug. Auch bei den Unfällen fand eine Vermehrung um 58 Procent statt. Die South-Easternbahn, auf welcher das Blocksystem durchgängig eingeführt ist und fast ausschließlich nur Mansell-Räder laufen, deren Tyres sich nicht ablösen können, hat sich als die sicherste erwiesen, doch scheint die Zahl der Unglücksfälle nicht blos durch den Mangel der erwähnten Sicherheitsmaßregeln bedingt zu werden, sondern hauptsächlich durch den

allzu lebhaften Betrieb gewisser Bahnen. Eine Hauptursache der Unfälle sind die häufigen Nebel, obwohl sehr viel Knallsignale verwendet werden (z. B. am 9. November 1870 1441 Stück allein auf 5 Strecken der South-Eastern-Bahn innerhalb Londons). Axbrüche sind auf englischen Bahnen nur 1, auf den irischen Bahnen 2 vorgekommen. Zu 3 Unfällen haben Tyresbrüche Anlaß gegeben, weshalb die Einführung der Mansell'schen Construction empfohlen wird.

Nördling, über die Einführung des metrischen Maaß- und Gewichtssystemes. — Das französische Volk hat 80 Jahre gebraucht, um sich an dieses System zu gewöhnen und hieran trägt die Nomenclatur hauptsächlich Schuld, dann auch die Menge und Größe der Einheiten. Doch ist das Metersystem auch noch aus andern Gründen unbequem. Für die Schifffahrt eignet es sich z. B. nicht, weil es mit der Theilung des Kreises in 360° nicht harmonirt. Die Größe der Elle war handlicher als die des Meters, für Getreidemaaße passen die metrischen Einheiten auch nicht, Literflaschen sind ebenfalls zu schwer befunden worden, ein Gewicht von 100 Kilogramm kann ein Mensch allein nicht haben. In Frankreich sind nur die Einheiten zur Geltung gelangt, welche kurze Namen hatten. Man sagt blos Kilo für Kilogramm, Hekto für Hektogramm, rechnet nach Bornes und Lieues, statt nach Kilometern, die Bezeichnungen Myriameter, Hektometer, Dekameter, Decimeter, Dekagramm, Myriagramm sind ganz weggefallen, und statt 100 Kilogramm sagt man Quintal. Bei der Einführung des metrischen Systemes in Oesterreich schlägt der Herr Redner vor, die Abkürzungen Met statt Meter, Kilo statt Kilogramm, Myrie statt Myriameter, Neuzoll statt Centimeter zuzulassen, und einen Centner zu 50 Kilogramm zu statuiren.

Gentilli, über die amerikanische Baggermaschine der Drauregulirung. — Für die Aushebung von Canälen, Durchstichen und dergl., wie sie bei Flußcorrectionen vorzukommen pflegen, lassen sich die gewöhnlichen Baggermaschinen mit Eimerkette nicht eher anwenden, als nach vorausgegangenem Trockenaushub und Eintritt eines genügenden Wasserstandes, um über diesen wegfahren zu können. Außerdem gebrauchen diese Bagger wegen der Schlammplätte und des Gegengewichtskastens für die Baggerleiter viel Platz, können nur einen beschränkten Raum bestreichen und müssen bei sinkendem Wasserstande wieder abgefahren werden. Die nach den Plänen von Osgood & Co. in Troy in Pest ausgeführten amerikanischen Bagger besitzen einen durch drei schwere mittelst Zahnstange und Getriebe bewegte Pfähle fixirten Schiffskörper, welcher Maschinen und Kohlenraum, sowie Cabine und Küche für die Mannschaft enthält und am vorderen Ende einen Krahn mit Baggerschaufel trägt. Letztere, welche vollständig wie eine von Menschenhänden gehandhabte Schaufel arbeitet, wird durch Dampf getrieben und von dem Maschinisten ganz allein mittelst 5 Hebel geleitet. Man kann bis zu 5 Met. Tiefe ausbaggern und die Massen bis zu 4,5 Met. Höhe über dem Wasser ablagern. Der Inhalt des Kübels beträgt 0,1 Cub.-Meter und die 14pferdige Maschine macht stündlich im Durchschnitt 50 Operationen, so daß sich die Kosten pro Cubikmeter ausgebaggerte Masse, incl. Verzinsung und Amortisation des Anlagskapitals, auf 0,17 Francs berechnen. Noch etwas billiger arbeiteten die bei der Donauregulirung verwendeten Couvraux'schen Trocken-Excavatoren, bei denen das Cubikmeter nur 0,14 Francs kostete. Besonders zu empfehlen sind auch die amerikanischen Teufelsklauen zum Heben von großen Steinen, Stämmen und dergl. unter Wasser, von denen unsere Quelle eine Skizze mittheilt.

Salaba, über den Druck des Wassers auf Turbinen. — Untersuchungen über die Stärke des Druckes, welcher auf den Turbinenzapfen ruht, und über die Dimensionirung dieser Zapfen.

Carlé, Notizen über Drahtseiltransmissionen. — Es ist zweckmäßig, große Seilgeschwindigkeiten (bis 30 Met. pro Secunde) zu geben und bei geringern Geschwindigkeiten nicht unter 60 Meter Entfernung der Rollen herabzugehen. Für größere Transmissionen werden Stationen von 115 Met. Abstand mit doppelspurigen Rollen von gleicher Höhe wie die Triebrollen angewendet, um das Seil sectionsweise wirken zu lassen. Die Rollen werden in den Rinnen mit Treibriemenstücken gefüttert und bei neuen, noch nicht gedehnten Seilen zu Anfang darüber noch mit aufgestifteten Pappelholzsegmenten versehen, welche erst entfernt werden, wenn das Seil seine definitive Streckung angenommen hat. Die Seilenden werden an den Enden auf mindestens 9 Met. Länge litzenweise zusammengeflochten, dann werden diese Wulste in Gesenken rund geschlagen und die Seile mit Flaschenzügen aufgelegt. Sind gekuppelte Motoren vorhanden, so wird die Rolle am Kraftabgebepunkte mit einer Sperrradkuppelung versehen. Nach Beschreibung verschiedener größerer Seiltransmissionen werden noch Mittheilungen über die in der Ausführung begriffene Anlage der société générale Suisse des eaux et forêts à Fribourg gemacht, welche die Nutzbarmachung der ca. 1500 Pferde betragenden Wasserkraft der Saane bei Freiburg zum Betrieb von Schneidemühlen und zu einer Wasserversorgung für die Stadt Freiburg bezweckt. Es sind hier 3 Turbinen à 300 Pferdekraft projectirt, welche mit 10,5 und 15 Meter Gefälle arbeiten werden, welches durch ein großartiges Betonwehr gewonnen wird. Zum Betrieb der Schneidemühlen wird eine 750 Meter lange, unter $12^1/_2$ Proc. steigende Drahtseiltransmission angelegt. Ingenieur der Gesellschaft ist Herr D. H. Ziegler, der Schöpfer der Schaffhausener Anlage.

Ingram's Haltevorrichtung für Waggonfenster. — Am obern Fensterrahmen ist eine dünne Messingwelle befestigt, deren Enden mit Klinken versehen sind, welche sich in Zahnstangen an der Seite der Fenster einlegen und durch Federn angedrückt werden.

Chatwood, Sturgeon & Co., Dampfhammer zum Pochen von Erz. — Bei diesem nach Condie's System eingerichteten Dampfhammer bildet der bewegliche Cylinder selbst den Pochstempel und dieser fällt auf einen Ambos, der in einem aus Siebplatten gebildeten Kasten angebracht ist. In den Kasten wird das mit Wasser zu pochende Erz durch eine von dem Hammerklotz beim Niederfallen selbst geschlossene Rinne zugeführt. Ein in Goonbarrow arbeitender derartiger Hammer ist 15 Ctr. schwer, hat 1290 □Centim. Hammerbahnfläche, macht bei 22,68 Kilogr. Dampfdruck 150 Hübe à 0,406 Meter pro Minute und zerkleinert soviel als 40 Pochstempel, nämlich 2 Tons Erz in 36 Minuten.

Riedel, über Lawinenbildung und Schutzbau. — Man unterscheidet Staub- und Grundlawinen. Erstere entstehen durch den Absturz von lockeren Schneegesimsen, welche sich in tiefen Thaleinschnitten an den obersten Felsen anheften,

oder durch abrutschenden sandartigen Schnee von vereisten Schneekrusten und hüllen, bisweilen unter donnerdem Geräusch, die ganze Gegend in eine dichte Schneewolke. Gefährlicher sind die Grundlawinen, welche bei Thauwetter wasserfallartig von Felsabhang zu Felsabhang herabstürzen und oft schon durch den gewaltigen Luftdruck Häuser einstürzen. Im Engadin- und Vorder-Rheinthal errichtet man zum Schutz und zur Ablenkung der Lawinenzüge 4,5 Met. hohe, an der Krone 1,8 Met. breite, Felsendämme und in ähnlicher Weise ist auch der hier beschriebene Schutzbau bei dem Dorfe Stuben am Arlberge ausgeführt.

Hanacek, über Metermaaßstäbe. — Da das Millimeter für viele Fälle der Praxis zu klein ist, so wird vorgeschlagen, die feine Theilung blos von 2 zu 2 Millim. anzubringen. Die Ziffern sollten nicht horizontal nebeneinander, sondern vertical untereinander geschrieben, die Maaßstäbe von Eisen gefertigt und nur auf einer Seite eingetheilt werden.

Expertenbericht über die Röhren der Wiener Wasserleitung. — In der allgemeines Aufsehen erregenden Wiener-Wasserleitungsfrage sind nachstehende Herren von der Wasserversorgungs-Commission der Stadt Wien als Experte befragt worden, nämlich die Herren Gasingenieur Fähndrich, Civilingenieur Aug. Fölsch, Professor Grimburg, Oberingenieur A. Kreutzer in Blansko, Hüttenmeister Lud. Delwein in Wengerska-Gurka, Baurath und Professor Georg Rebhann, Ministerialrath Peter v. Rittinger, Hüttenmeister Victor von Scheuchenstuel in Wittkowitz. Die Experten erklären, daß die kleineren Röhren bis 8 Zoll (21 Centim.) ausreichend stark seien, daß dagegen die aus Gußeisen von Kladno gefertigten Röhren von 9 bis 10 Zoll Durchmesser und $5^1/_2$ Linie Wandstärke, von 12 bis 15 Zoll Weite und 6 Lin. Stärke, von 16 bis 20 Zoll Weite und $6^1/_2$ Lin. Stärke, von 24 bis 26 Zoll Weite und 7 Lin. Stärke, sowie die 30 bis 33 Zoll weiten Röhren von La Louvière mit $7^1/_2$ Lin. Wandstärke und die 36 Zoll weiten Rohre von Mariazell mit $7^1/_2$ Lin. Wandstärke nicht ausreichend stark und unrichtig berechnet seien. Das Gutachten giebt dann die erforderlichen Stärken wie folgt an:

Durchmesser	9	10	12	14	15	16	20	24	25	26	30	33	Zoll,
Wandstärke	6	$6^1/_2$	7	$7^1/_2$	8	$8^1/_2$	$9^1/_2$	$10^1/_2$	$10^1/_2$	11	11	$11^1/_2$	Linien

verlangt bei krummen und sonstigen Façonröhren noch eine angemessene Verstärkung, wünscht durchgängig Muffverbindung mit Muffen, die um 2 bis 3 Linien stärker als die Röhren seien, und erklärt es für nöthig, daß für die Verminderung des übermäßigen Wasserdruckes in den tiefergelegenen Stadtbezirken Sorge getragen werde. Was die Qualität des Eisens anlangt, so wird das Mariazeller für vorzüglich, dasjenige von Kladno und La Louvière für nicht entsprechend erklärt, so daß viele der vorgekommenen Röhren- und Muffenbrüche Gußfehlern und schlechter Anfertigung der Röhren zuzuschreiben seien. Die Methode des Röhrenprobirens sei gut, doch wäre die Probe auf 20 (statt 15) Atmosphären wünschenswerth gewesen, und da die Probirung der einzelnen Röhren noch nicht hinreiche, so müsse vor der Verschüttung jeder Strang auf seine Dichtheit unter 15 Atm. Druck probirt werden. Wegen der Construction der Absperrschieber und Hydrantengehäuse werden einige vom Unternehmer aufgestellte Einwendungen für richtig befunden.

v. Engerth, die Absperrung des Donaucanales bei Wien mittelst eines Schwimmthores. — Um den Donaucanal nach vollendeter Donauregulirung gegen das Eindringen von Eis abzusperren, ist der Verschluß mittelst eines Schwimmthores, nach Art der Absperrvorrichtungen bei Docks, projectirt und es sind im vorliegenden Vortrage alle die Erörterungen ausführlich auseinandergesetzt, welche dieserhalb anzustellen waren. Dieselben werden dadurch etwas complicirt, daß dieses Schwimmthor zugleich auch als Eingangsschütze für den Canal dienen soll.

Salis, die Verbauung der Wildbäche. — Gelegentlich eines Projectes über die Verbauung der zu trauriger Berühmtheit gelangten Nollaschlucht bei Thusis im Canton Graubünden wird überhaupt von der Unschädlichmachung der Wildbäche gehandelt. Flußcorrectionen können nur dann von Nutzen sein, wenn die Geschiebemassen in den obern Regionen der Flußgebiete zurückgehalten werden. Zunächst muß man die Ablösungen der Massen von den Gehängen der Wildbäche durch Regulirung der Betten und Bekleidungen der Ufer zu vermindern trachten, dann muß die Sohle durch Steinwehre fixirt werden, welche die Geschwindigkeit vermindern, das Gerölle aufhalten und das Bette erhöhen. Die Entfernung dieser Thalsperren muß sich nach dem Gefälle, nach der Art und der Häufigkeit der Geschiebe richten. Um ihnen die gehörige Widerstandsfähigkeit zu geben, dürfen sie nicht zu viel Bogen bekommen und muß durch einseitige Erhöhung ihrer Krone das Wasser von demjenigen Widerlager abgehalten werden, welches etwa nicht fest genug ist. Starke Böschungen oder Abstufungen des Querprofiles auf der untern Seite sind weniger zweckmäßig, als senkrechte Abstürze. Wegen ihrer Anfertigung aus Trockenmauerwerk, welche eine gewisse Durchlässigkeit zur Folge hat, und wegen der raschen Ausfüllung des oberhalb befindlichen Bettes sind diese Wehre sicher vor dem Anstoß schwerer Steine, und bedürfen gar nicht bedeutender Stärken.

Pinchbeck's Kautschuktyres für Straßenlocomotiven. — Hier ist der äußere Radkranz mit wellenförmigen Erhöhungen versehen, wodurch eine Ersparniß von 25 bis 30 Proc. gegen die Kosten der Thompson'schen Construction erzielt werden soll.

Farron's Dampfdruckregulator. — Zur Regulirung der Ventilstellung dient eine hohle Spiralröhre nach Art der Metallmanometer. Wenn in dem Raume, dessen Dampfspannung gleichförmig erhalten werden soll, der Druck sich ändert, so verändert die gekrümmte Röhre ihre Form und bewirkt dadurch eine entsprechende Veränderung in der Durchgangsöffnung des Ventiles.

Zeitschrift für Bauwesen. Jahrgang XXI, 1871, Heft 1 bis 7.

Hennicke und v. d. Hude, die norddeutsche Fabrik für Eisenbahn-Betriebsmaterial. — Beschreibung dieses großartigen Etablissements und seiner Baulichkeiten mit Zuhilfenahme von 6 Tafeln.

Reglement für die öffentlich anzustellenden

Feldmesser. — Aus diesem neuen Reglement wollen wir hier blos die zugelassenen Fehlergrenzen notiren. Diese betragen bei Längenmessungen auf ebenem und wenig coupirtem Terrain 0,002, auf bergigem, sehr unebenem und coupirtem Terrain 0,003 der wirklichen Länge, bei Flächenmessungen unter und bis einschließlich 1 Hektar 1,4, von mehr und bis einschließlich 10 Hektar 0,8, über 10 Hektar 0,7 □Meter pro Ar, bei Höhenmessungen auf Längen bis 20 Met. einschließlich im Ganzen 4 Millimeter, über 20 bis mit 45 Met. 6, über 45 bis mit 100 Met. 9, über 100 bis mit 250 Met. 14, über 250 bis 500 Met. 20, über 500 bis mit 1000 Met. 28, über 1000 bis mit 2000 Met. 40, über 2000 bis mit 3000 Met. 49, über 3000 bis mit 4000 Met. 56, über 4000 bis mit 5000 Met. 63, über 5000 bis 6000 Met. 69, über 6000 bis mit 7500 Met. 77 Millim. im Ganzen. Uebersteigen die Differenzen diese Grenzen, so fallen die Kosten der Revision und der Vervollständigung der Arbeit dem Feldmesser zur Last, und übersteigen sie das Doppelte dieser Grenzen, so ist die Arbeit als ganz oder theilweise unbrauchbar zu betrachten und ein Gutachten des Revisors darüber einzuholen, ob die Rectification der Arbeit dem betreffenden Feldmesser zu überlassen oder auf seine Kosten anderweit zu bewirken sei. Die Gebühren betragen bei ebenem Terrain 5, bei coupirtem oder bergigem Terrain 6 Sgr. pro Hektar, und wenn die Zahl der aufzunehmenden und zu berechnenden Parcellen das Doppelte der Zahl der Hektaren beträgt, so wird eine Zulage von 2/3 Sgr. pro Hektar gewährt.

Gräve, Sicherung des Dachgerüstes einer Kirche. — Interessantes Beispiel einer einfachen Eisenconstruction zur Unterstützung eines Kirchendaches über einer Kuppel.

Muyschel, Eisenbahnbrücke über die Lenne bei Lethmathe. — Eine gewölbte Brücke mit 5 Oeffnungen à 12,554 Meter Spannweite und 7,532 Meter Breite, Pfeilhöhe 2,092 Met. Die Wölbungen geschahen in Ziegeln und Kreuzverband, der Mörtel bestand in Ermangelung von Sand aus 3 Th. Kalk, 4 Th. Kohlenasche, 1 Th. Traß. Beim Ausrüsten zeigte sich eine Senkung um 366 Millim.; da die Brücke aber fertig gemacht werden mußte, so wurde bis Mitte Januar 1869 weiter gearbeitet, wo die Senkung bereits 510 Millim. betrug. Nun hielt man es doch für nöthig, eine Verminderung der Belastung vorzunehmen, und so gelang es, daß die Brücke am 21. März dem Betrieb übergeben werden konnte. Die Pfeilhöhe beträgt jetzt am Unterhaupt 1,510, am Oberhaupt 1,563 Met. und die Stärke der Fugen beim 2. Bogen ungefähr 4/5 von der ursprünglichen Stärke. Als Ursache des bedeutenden Setzens sind anzusehen: die Mangelhaftigkeit des Mörtels, das schlechte Wetter beim Bau, die Eile der Ausführung und die etwas zu starken Fugen (14,5 Millim.).

Lent, über den Bahnhof der Berlin-Lehrter Bahn in Berlin. — Notizen über diesen damals noch im Bau begriffenen Bahnhof ohne Zeichnungen.

Ueber Schraubenpfähle — wird mitgetheilt, daß diese leicht durch im Grunde befindliche Steine lädirt werden und schwer bis zu größeren Tiefen einzuschrauben sind, daß sie aber durch ein im Innern angebrachtes kleines Gewinde von doppelter Ganghöhe sehr verbessert werden könnten.

Instruction für Projectirung und Veranschlagung von Kunststraßen. — Nach Circular-Verfügung des Preußischen Handelsministeriums vom 17. Mai 1871 wird zu jedem Projecte eine im Maaßstabe von 1 : 20000 bis 1 : 200000 gefertigte Uebersichtskarte, ein specieller Situationsplan im Maaßstabe von mindestens 1 : 5000 mit der Situation auf wenigstens 100 Meter Breite zu jeder Seite des projectirten Straßenzuges und für jede schwierigere Localität ein Detailplan von 1 : 625 bis 1 : 1250, ferner ein Längenprofil im Maaßstabe des speciellen Situationsplanes, aber mit 25fachen Höhen, mit Normal-Horizontale bei ca. 10 Meter unter dem tiefsten Punkte, eingeschriebenen Coten, Aufträgen und Abträgen, endlich Querprofile im Maaßstabe von 1 : 200 bei erheblichen Aenderungen in der Terrainoberfläche und Entwürfe zu den projectirten Kunstbauten im Maaßstabe von 1 : 100 verlangt. Bei der Richtungslegung der Straßen ist die Vermeidung starker Krümmungen und die Verbreiterung derselben bei weniger als 75 Meter Radius, die Vermeidung hoher Auf- und Abträge, häufiger Wechsel des Steigens und Fallens vorgeschrieben und soll als Maximalsteigung in gebirgigen Gegenden 5, im Hügellande 4, im Flachlande 2,5 Proc. angesehen, diese auch bei anhaltenden Steigungen noch vermindert werden. In Entfernungen von 600 bis 800 Meter sollen bei einer Steigung von 4 Proc. Ruheplätze von mindestens 30 Meter Länge und höchstens 1 Proc. Steigung angeordnet, die Straßenkronen in 0,6 Met. Höhe über dem höchsten Wasserstand gelegt, dem Planum nicht über 12 und nicht unter 9 Met. Breite gegeben, die Grabenböschung 1½fach angelegt, am Fuße von Dammschüttungen und längs der Gräben ein Schutzstreifen von 0,5 bis 0,6 Meter gelassen, bei Aufträgen in Sandboden 2fache, bei festerem Boden 1½fache Böschung gegeben, das Quergefälle der Steinbahn pro halbe Breite 3 bis 5 Proc. bei festem, 5 bis 6 Proc. bei mäßig festem Material, 4 bis 5 Centim. pro Meter Breite bei den Sommerwegen und Banketts betragen.

Friedrich, die Annenrealschule in Dresden. — Ueber diesen von 4 schönen Tafeln begleiteten Aufsatz wollen wir hier nur bezüglich der Heizung und Ventilation referiren. Die von E. Kelling in Dresden eingerichtete Luftheizung hat vier im Souterrain aufgestellte Caloriferes, von denen jeder eine bestimmte Reihe von Zimmern heizt. Sie bestehen aus einem Treppenrost in der Mitte des Apparates und vier Reihen von 18,9 bis 28,3 Centim. weiten, 4,248 Met. langen, zu beiden Seiten des Rostes angebrachten gußeisernen Röhren. Die Heizkammern sind durch gußeiserne Scheidewände in separate Kammern getheilt, die im oberen Theile untereinander verbunden werden können, wenn die Heizung einzelner Zimmer wegfällt. Die Verbrennungsgase ziehen vom Roste aus auf beiden Seiten in der obersten Reihe nach der hintersten Stirnmauer, fallen dort in gemauerten Zügen in die zweite Reihe, von dieser aber ebenso in die dritte und vierte, aus der sie durch den in der Mitte des Apparates angebrachten, 0,180 □Meter Querschnitt bietenden Schornstein abziehen. Die frische Luft strömt durch Canäle von außen zu. Die gesammte Heizfläche der vier Caloriferes beträgt 156,704 □Meter, der Cubikinhalt der geheizten Räume 6130 Cubik-Meter. Bei Beginn der Heizung strömt die heiße Luft durch eine Klappe nahe der Decke in die Zimmer und die kalte Luft strömt durch eine Klappe am Boden in einem nach dem Calorifer führenden Canale ab. Diese Heizung muß durchschnittlich 2 Stunden fortgesetzt werden. Von Nachmittags 6 Uhr bis früh zum Beginn des Heizens sinkt die Temperatur der Zimmer um 5 bis 7,5° C. Zur Ventilation sind in den

Wänden Canäle angebracht, welche vom Souterrainfußboden bis in den Dachraum führen, nach den Zimmern zwei Oeffnungen (eine am Boden, eine an der Decke) haben und am untern Ende mit einem System horizontaler, nach 2 Saugessen führender Canäle in Verbindung stehen. Letztere haben 2,326 □Meter Querschnitt und 28,319 Meter Höhe und werden durch einen Apparat mit 25,182 □Met. Querschnitt geheizt, um die Ventilation zu bewirken, wenn die Temperatur der Zimmerluft nicht höher ist, als die des Dachraumes. Auch die Aborte werden im Frühjahr, Sommer und Herbst mit den Saugessen verbunden. Nach den täglich dreimal angestellten Temperaturbeobachtungen haben die Zimmertemperaturen zwischen 14 und 17° R. geschwankt, der relative Feuchtigkeitsgehalt der Luft betrug 50 bis 58 Proc., der durchschnittliche tägliche Verbrauch an böhmischer Braunkohle 1823 Pfd. im Preise von 2 Thlr. 6 Ngr. 6 Pf., so daß die Heizung von 100 Cubikmeter Raum 10,9 Pf. zu stehen kam. Die Sommerventilation beanspruchte täglich $2^1/_2$ Scheffel Kohlen und die Kosten der Heizapparate, incl. Einbau und Canäle bis in die Saugessen, betrugen 7500 Thlr.

Römer, Werkstattgebäude der Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn in Berlin. — 2 Taf. Zeichnungen. Die Großartigkeit dieser Anlage ist daraus zu erkennen, daß der Wagen-Revisionsschuppen einen von 110 gußeisernen Säulen getragenen Raum von 108,6 Meter lichter Länge, 78,829, resp. 90,081 Met. lichter Breite und 5,649 Met. lichter Höhe bildet.

Römer, Empfangsgebäude auf Bahnhof Guben. — Ein Bahnhof mit Inselperron und Tunnelzugang, welcher den Verkehr der Halle-Guben-Sorauer, Märkisch-Posener und Niederschlesisch-Märkischen Eisenbahn zu bedienen hat.

Herschel, über Entwässerungsschleusen. — Berechnung eines Beispiels über die Bestimmung des Querschnittes und der Höhenlage einer Entwässerungsschleuse, welche der Ebbe und der Fluth ausgesetzt ist, unter Zuhilfenahme von graphischen Constructionen.

Möller, über Gasfeuerungen in der königl. Porcellan-Manufactur in Berlin.

Neumann, Präservirung von Denkmälern. — Gegen die Grundfeuchtigkeit sind Isolirschichten anzuwenden, gegen die Atmosphärilien wird in Frankreich bei kalkhaltigen Steinen ein Ueberzug von Wasserglas gegeben, auch wird ein Ueberzug von Schellack, in Terpentin aufgelöst, empfohlen. Das Tränken mit Oel habe sich nicht bewährt, sicherer sei ein Anstrich mit einer harzigen, in Oelfirniß gelösten Substanz.

Lemelson, über die Montirung von Perronhallen. — Die Eisentheile eines Binders werden entweder ganz oder großentheils unten zusammengesetzt und die Binder dann auf ihre Auflager gehoben, oder man nietet die einzelnen Theile auf besondern Gerüsten in der definitiven Lage zusammen, doch ist ersterer Proceß meist billiger und zweckmäßiger, worüber verschiedene Erfahrungen mitgetheilt werden.

Reder, Untersuchung des Speisewassers für Locomotiven. — Hierzu eignet sich am besten die von Boudron & Boudet angegebene, in einer Broschüre von Dr. Hugo Trommsdorf ausführlich beschriebene Methode der Fällung mit Seifenlösung. Man benutzt dabei eine graduirte Röhre, in welcher 2,4 Cub.-Centimeter Seifenlösung 22 Grade messen. Aus diesem Hydrotimeter wird Seifenwasser zu 40 Cubik-Centimetern des zu untersuchenden Wassers zugetröpfelt und gesehen, ob nach kräftigem Schütteln ein zarter dichter Schaum entsteht, welcher sich wenigstens 5 Minuten hält. Die am Hydrotimeter abgelesenen Theilstriche geben die Gesammthärte dieses Wassers. Für Locomotiven ist hiermit die Untersuchung noch nicht geschlossen, da hier nur die Härte in Frage kommt, welche durch Kalksalze bewirkt wird. Man versetzt daher 50 Cub.-Centim. des Speisewassers mit 2 Cub.-Centim. oxalsaurem Ammoniak, filtrirt und wiederholt mit 40 Cub.-Centim. der Flüssigkeit den obigen Versuch, wobei man diejenigen Härtegrade findet, welche der im Wasser enthaltenen freien Kohlensäure und den Magnesiasalzen entsprechen. Zieht man dieselben von der erst erhaltenen Gesammthärte ab, so bleibt die den Kalksalzen entsprechende Härte übrig. Man muß Brunnenwasser von 20 bis 30 Härtegraden schon zu den schlechten Speisewässern rechnen.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1871. Band XV, Heft 7—8.

Schindler, über die Verwendung der Wärme bei den Dampf- oder Luftmaschinen. — Nach einem historischen Ueberblick über die allmälige Entwickelung der Dampfmaschine findet der Herr Verf., daß die Dampfmaschinen in zwei Hauptgruppen zu theilen seien, nämlich in solche, welche eine möglichst günstige Wärmeausnutzung anstreben, wie die Woolf'sche, Corliß'sche, Siemens'sche Construction, und in solche, bei denen Billigkeit und Einfachheit Hauptzweck ist, wie die Hochdruck-, die oscillirenden und die Rotations-Dampfmaschinen. Im günstigsten Falle werde die Leistung von 1 Pferdekraft mit 2 Kilogr. Kohlenaufwand pro Stunde erreicht, was einem Wärmeverlust von 95 Proc. der im Heizraum erzeugten Wärme gleichkomme. Da nun ein Theil dieses Verlustes schon darin begründet ist, daß von den 636 Wärmeeinheiten, welche zur Bildung von 1 Kilogr. Dampf erforderlich sind, 496 Wärmeeinheiten lediglich auf die Veränderung des Aggregatzustandes verbraucht werden, so habe man statt des Wasserdampfes Aetherdampf versucht, da beim Aether die Zustandsänderung nur 183 Wärmeeinheiten beanspruche, und habe weiter zur Luft gegriffen, bei welcher zur Zustandsänderung gar keine Wärme verbraucht wird. Ericsson's erste Luftmaschine sei jedoch noch unter der irrigen Anschauung entstanden, daß die erhitzte Luft Arbeit verrichten könne, ohne dabei Wärme zu verlieren, weshalb die Heizfläche viel zu klein gewesen sei. Seine spätere Construction, welche bei einer angeblich 600pferdigen Schiffsmaschine probirt wurde, entsprach den Erwartungen nicht, so daß spätere Verwendungen von Luftmaschinen zum Betrieb von Schiffen nicht vorgekommen sind. Nur die im Jahre 1860 patentirten kleinen Ericsson'schen Luftmaschinen fanden in der Technik einigen Eingang, brauchten aber 4 Kilogr. Steinkohle pro stündliche Pferdekraft, was einen Wärmeverlust von $97^1/_2$ Proc. repräsentirt. Man versuchte nun stark erhitzte Luft von 230 bis 300°, was sich aber wegen der mangelhaften Schmierung unpraktisch erwies. Dann folgten die durch ein Gemisch von Leuchtgas und atmosphärischer Luft getriebenen Gasmotoren, unter denen sich der Langen'sche durch den geringsten Gasverbrauch (1 Cub.-Met. pro stündliche Pferdekraft) auszeichnet. Derselbe besitzt auch in Bezug auf die Wärmeausnutzung den günstigsten Wirkungsgrad, nämlich

10 Proc. Des ähnlichen Zweckes halber werden auch die elektromagnetischen Motoren mit verglichen. Schon 1835 hatte Jacobi in Petersburg mittelst einer Batterie aus 64 Elementen einen Kahn mit $^3/_4$ bis 1 Pferdekraft auf der Newa betrieben, doch sind selbst bei der in Paris ausgestellten Kravogl'schen Construction von elektromagnetischen Maschinen die Erwartungen nicht erfüllt worden, obgleich bei derselben der schädliche Stromwechsel im Moment der größten Wirkungsfähigkeit der Magnete wegfällt. Vergleicht man die Leistung solcher Maschinen mit der Arbeitsmenge, welche der durch den Zinkverbrauch entwickelten Wärmemenge gleichkommt, so ergiebt sich ein Wirkungsgrad von 25 Proc., aber trotzdem verdient die Dampfmaschine zur Zeit noch sehr den Vorzug. Denn für die Anwendbarkeit eines Motors sind sehr maaßgebend: die räumliche Ausdehnung, die Sicherheit und die Dauer. Für Dampfmaschinen ist die günstigste Ausnutzung der Wärme nur durch hohe Spannung und Expansion der Dämpfe zu erzielen, und es treten hinderlich entgegen die Wärmeleitungsfähigkeit der Wandungen, Undichtheit des Kolbens und Condensators und andere Unvollkommenheiten der Ausführung. Deshalb ist die Vorherbestimmung des günstigsten Expansionsverhältnisses nicht möglich, denn die Grenze der Expansion ist da zu suchen, wo die Spannung dem durch die inneren Widerstände erzeugten Gegendrucke gleich ist, und hängt demgemäß von der Ausführung ab. Ein zweiter wichtiger Punkt ist die Kesselanordnung, welche so eingerichtet sein muß, daß die im Heizraume entwickelte Wärme möglichst vollständig aufgenommen wird. Dies wird am besten zu erreichen sein, wenn das Wasser mit immer wärmeren Massen der Verbrennungsprodukte und umgekehrt der Strom der Verbrennungsgase mit immer kälterem Wasser in Berührung gebracht wird. Die Versuche mit in die entweichenden Verbrennungsproducte eingeschalteten sogenannten Ueberhitzern konnten demgemäß kein erhebliches Resultat geben, weil hier die bereits abgekühlten Gase mit heißem Dampf in Berührung treten, dagegen sind die Vorwärmer dem Princip nach richtig. Auch die Heizung und der Zug muß richtig eingerichtet sein, also ein gewisses Verhältniß zwischen der pro Spiel verbrauchten Dampf- oder Wassermenge und dem in den Heizraum tretenden Luftgewicht stattfinden. Aus dem Vorhergehenden folgt, daß eine günstigere Wärmeausnutzung nur durch Vergrößerung der räumlichen Dimensionen (höhere Anlagskosten) zu erzielen ist. Als Grenze der zu erreichenden Wärmeausnutzung giebt der Herr Verf. 33fache Expansion an, welche auf den Wirkungsgrad 0,18 führt, der aber wegen der Unmöglichkeit der genau theoretischen Durchführung der Heizung und Wärmemittheilung an die Kessel im günstigsten Falle noch auf 0,12 sinken wird, wobei der Kohlenverbrauch nur noch 0,83 Kilogr. pro stündliche Pferdekraft betragen dürfte. Bezüglich der Luftmaschinen und deren Verbesserungsfähigkeit hat der Herr Verf. gefunden, daß wenn die Luft auf 180° erhitzt wird, der Wirkungsgrad in Rücksicht auf die günstigste Wärmeausnutzung bei der 1. Klasse der Luftmaschinen (geschlossene L. mit Kühlwasser) 23 Proc., bei der 2. Klasse (offene L. ohne Kühlwasser) ebenso hoch, bei der 3. Klasse (offne L. mit Kühlwasser) 27 Proc., endlich bei der 4. Klasse (durch die Verbrennungsproducte getriebene L.) 21 Proc. betragen, derselbe aber wegen der eintretenden Widerstände um 4 Proc. niedriger ausfallen werde. Die Vergleichung nach der räumlichen Ausdehnung giebt das Volumen des Cylinders für 100pferdige Luftmaschinen 1. Klasse = 8, 2. Klasse = 0,7, 3. Klasse = 17 und 4. Klasse = 0,32 Cub.-Met. Aber es ist hierzu zu bemerken, daß eine solche Maschine 2. Klasse pro Stunde 11500 Kilogr. Luft verbrauchen, bei der Erwärmung dieser großen Luftmenge also große Sorgfalt erforderlich sein würde. Ein Hauptfehler der jetzigen Luftmaschinen liegt in der Schmierung, ein zweiter in der unvollkommenen Heizvorrichtung, der Herr Verf. hält dieselben aber für fähig, bei Anwendung von 180° Luftwärme und 5 Atmosphären Spannung ohne zu großes Volumen eine Wärmeausnutzung von 17 bis 19 Proc. zu ermöglichen. Dieselbe ist also günstiger als bei den Dampfmaschinen, wogegen das Cylindervolumen bei ersteren 4,4 mal so groß ausfällt, als bei letzteren. Zieht man aber auch die Dampfkessel mit in Betracht, so erscheint das Volumen der Dampfmaschinen 4mal so groß, als dasjenige der Luftmaschinen. Dabei müssen erstere mit 10 Atmosphären Spannung arbeiten und sind viel complicirter, als die Luftmaschinen. Für kleinere Leistungen sind auch die Gasmotoren in Betracht zu ziehen, doch leiden sie an dem wesentlichen Nachtheil, daß ihre Wirkungsweise eine explosive und der Preis von 1 Cubikmeter Leuchtgas gleich demjenigen von 6 Kilogr. Steinkohle ist. Noch stärker sind die Betriebskosten bei den elektromagnetischen Motoren, bei denen sie pro Pferdekraft dem Werth von 40 Kilogr. Steinkohle gleichkommen. Am vortheilhaftesten erscheinen hiernach fast in jeder Beziehung die Luftmaschinen.

Rau, Getraidenetzmaschinen. — Um das jetzt sehr unregelmäßig, meist blos per Hand, bewirkte Netzen des Getraides, zuverlässiger zu machen, hat der Herr Verf. eine auch durch Zeichnung versinnlichte Maschine construirt, bei welcher Getraide und Wasser stets in gleicher Quantität zutreten und mittelst einer Schnecke genau durchgearbeitet werden.

Winkler, Theorie des Dampfinjectors. — Weitere Entwickelung dieser Theorie, um den Angriff des Herrn Baitter (vergl. d. Bl. Jahrg. 17, S. 77) zu widerlegen.

Grashof, über Winkler's Dampfinjector. — Herr Winkler setzt voraus, daß es möglich sei, den abgehenden Dampf einer Dampfmaschine, ohne ihm Wärme zu entziehen, vermittelst des Injectors und einer gewissen direct aus dem Dampfkessel entnommenen Dampfmenge zusammen mit der Letzteren wieder in den Kessel zurück zu schaffen. Es widerspricht dies aber dem Clausius'schen Princip der Aequivalenz der Verwandlungen, wonach bei einem Kreisproceß zugleich mit der Verwandlung von Wärme in Arbeit oder mit dem Uebergang von einer niederen zu einer höheren Temperatur (positive Verwandlung) auch eine umgekehrte (negative) Verwandlung erfolgt, welche mit der ersteren derart in einer gewissen Beziehung steht, daß, wenn jede Verwandlung durch einen algebraischen Ausdruck (ihren Verwandlungswerth) ausgedrückt wird, dann bei jedem Kreisprocesse die Summe aller Verwandlungswerthe entweder (bei einem umkehrbaren Kreisproceß) gleich Null, oder negativ ausfällt. Außerdem wird Herr Winkler auch noch durch eine directe Rechnung widerlegt.

(Schluß folgt.)

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

zu dem achtzehnten Bande des

Civilingenieur.

№ 2.

Literatur.

Stimmen über schmalspurige Eisenbahnen, herausgegeben von W. v. Nördling, k. k. Hofrath im österr. Handels-Ministerium. Wien, 1871. Lehmann & Wentzel. Buchhandlung für Technik und Kunst.

Wir erhalten in vorliegender Schrift eine von Anmerkungen und eigenen Aufsätzen des Herrn Herausgebers begleitete Sammlung von Abhandlungen anderer bedeutender Autoritäten über schmalspurige Bahnen, welche nicht verfehlen kann, zur Klärung der Ansichten über dieses viel ventilirte Capitel beizutragen. Außer drei Abhandlungen des Herrn Verfassers begegnen wir den Namen Thirion, Flachat, Molinos & Pronnier, Biglia, Sullivan, Fairlie, Beer & Hyroschuski, welche auch in Deutschland von gutem Klange sind und zum Studium dieser Schrift auffordern.

Bau- und Gewerbskalender für das Schaltjahr 1872. Bearbeitet von E. Hemberle & Bardenwerper. Straßburg, Verlag von Moritz Schauenburg. 1872.

Im Laufe der Zeit hat dieser, hauptsächlich für Süddeutschland berechnete Kalender sich in Bezug auf Ausstattung und Inhalt nicht unwesentlich vervollkommnet, namentlich ist auch in dem neuesten Jahrgange das metrische Maaßsystem gebührend berücksichtigt und ein größerer Theil der Tabellen für dieses System umgerechnet worden, ohne doch deshalb die alten, wenigstens momentan noch nicht gut zu entbehrenden Formeln und Tabellen dieserhalb ganz ausfallen zu lassen. Aber auch andere Vervollständigungen sind zu rühmen, namentlich bei der dem Baufach gewidmeten Abtheilung und gewiß wird Vielen auch die beigegebene schöne Karte der neuen Reichsprovinzen Elsaß und Lothringen sehr willkommen sein.

Der Eisenbahnoberbau in seiner Durchführung auf den Linien der k. k. priv. Südbahn-Gesellschaft und zwar: 1. Pragerhof-Ofen, Uj-Szöny-Stuhlweißenburg; 2. Steinbrück-Sissek, Agram-Carlstadt; 3. Marburg-Villach; 4. Wien-Triest: 5. Oedenburg-Kanizsa; 6. Innsbruck-Bozen (Brennerbahn); 7. Kanizsa-Barcs; 8. Bruck-Leoben; von Rudolf Paulus. Zweite, verbesserte Auflage. Mitt 22 Holzschnitten und 14 Tafeln in Quart. Wien 1872. Lehmann und Wentzel, Buchhandlung für Technik und Kunst.

Wenn erfahrene Techniker Dasjenige, was sie im Laufe einer langjährigen und ausgebreiteten Praxis für zweckmäßig und empfehlenswerth erkannt haben, zusammenstellen und veröffentlichen, so werden diese Werke überall mit großem Interesse begrüßt werden, ob sie gleich nicht eigentlich als Lehrbücher angesehen werden können, sondern naturgemäß einen mehr einseitigen, individuellen Standpunkt einnehmen. Auch vorliegendes Werk ist mit soviel Beifall begrüßt worden, daß bereits nach 3 Jahren eine zweite Auflage nöthig geworden ist, und es muß in der That zu den empfehlenswerthesten Werken seiner Art gerechnet werden, da darin eine Masse von praktischen Erfahrungen und Rathschlägen niedergelegt ist. Es giebt außer der Beschreibung der einzelnen Theile des Oberbaues (Schwellen, Schienen, Befestigungsmittel, Weichen und Kreuzungen, Drehscheiben und Schiebebrücken) und verschiedener Werkzeuge auch Gewichte, Preise, Lieferungsbedingungen und Verträge, handelt von der Lagerung, Aufbewahrung, Vertheilung der Materialien, dem Legen des Oberbaues und der Einrichtung der Stationen, giebt Anleitung zur Aufstellung von Kostenanschlägen und Abrechnungen, und lehrt endlich auch die Berechnung der Geleise-Anlagen; es kann also als eine Art Lehrbuch des Eisenbahnoberbaues bezeichnet werden, wenn es sich gleich speciell nur auf die Erfahrungen bei der österreichischen Südbahn stützt.

Aufgaben aus der analytischen Mechanik von Dr. Arwed Fuhrmann, außerordentlicher Professor am königl. Polytechnikum zu Dresden. Mit einem Vorworte von Dr. O. Schlömilch, königl. sächs. Hofrath, Prof. 2c. In zwei Theilen. Erster Theil: Aufgaben aus der analytischen Geostatik. Zweiter Theil: Aufgaben aus der analytischen Dynamik fester Körper. Mit in den Text gedruckten Holzschnitten. Leipzig. Verlag von B. G. Teubner 1867 und 1871.

Wenn die Unmöglichkeit, ohne die Lösung von Beispielen, in den mathematischen Disciplinen fest zu werden, allgemein anerkannt ist, so haben wir nicht nöthig, hier auf die Bedeutung einer Aufgabensammlung, wie die vorliegende, hinzuweisen, wir begnügen uns daher damit, aus der Vorrede des Herrn Hofrath Dr. Schlömilch den Ausspruch zu citiren, daß bis jetzt noch keine Sammlung von Aufgaben aus der analytischen Mechanik existirte, welche den Bedürfnissen der Studirenden an Universitäten und polytechnischen Instituten entsprach. In der vorliegenden Sammlung, deren erster Theil nur Aufgaben aus der Statik (besonders über das Gleichgewicht von Punkten, den Schwerpunkt, das Gleichgewicht von Kräften und die Anziehung) mit Ausschluß der Festigkeitslehre enthält, und deren zweiter, um die Hälfte stärkerer, Theil Aufgaben über geradlinige, krummlinige und vorgeschriebene Bewegung, über Trägheitsmomente, Drehung um eine feste Axe und über Bewegungen von Punktsystemen bietet,

sind den einzelnen Abschnitten kurze Erläuterungen vorangeschickt, bei einer großen Zahl von Aufgaben auch Anleitungen zur Lösung gegeben und nur die leichteren Aufgaben einfach mit der Lösung versehen, und es gereicht ihr noch zur besondern Empfehlung, daß sie vorzüglich ausgestattet und sehr correct gedruckt ist.

Neue Theorie des Erddruckes nebst einer Geschichte der Theorie des Erddruckes und der hierüber angestellten Versuche von Dr. E. Winkler, Professor des Eisenbahn- und Brückenbaues am k. k. Polytechnikum in Wien. Mit 47 Holzschnitten. Wien 1872. Verlag von R. v. Waldheim.

Der Herr Verf. des vorliegenden Werkes ist zur Herausgabe desselben dadurch veranlaßt worden, daß in neuerer Zeit ähnliche Theorien des Erddruckes aufgetaucht sind, als er bereits im Jahre 1860 in einer, bei der Universität zu Leipzig eingereichten, Dissertation ausgesprochen hat. Außer dieser neuen Theorie enthält obiges Werk auch noch eine Geschichte der verschiedenen älteren Theorieen des Erddruckes und der über diesen Gegenstand angestellten Versuche. Bei Besprechung der Letzteren wird zugleich Gelegenheit genommen, die neue Theorie daran zu prüfen, und schließlich ein neuer Apparat beschrieben, mit welchem ausführliche Versuche über den Erddruck abgeführt werden sollen, da dieses Thema weder theoretisch, noch experimentell als abgeschlossen zu betrachten ist.

Rathgeber bei Wahl und Gebrauch landwirthschaftlicher Geräthe und Maschinen. Abriß der landwirthschaftlichen Geräthe- und Maschinenkunde für den praktischen Landwirth von Emil Perels. Dritte, vollständig umgearbeitete Auflage. Mit 52 in den Text gedruckten Holzschnitten. Berlin. Verlag von Wiegandt und Hempel. 1872.

Eine je höhere Bedeutung der Gebrauch landwirthschaftlicher Maschinen von Tag zu Tag erlangt, um so nothwendiger wird dem Landwirth ein erfahrener Rathgeber für deren Anschaffung, und daß das vorliegende Werkchen seiner Aufgabe entspricht, beweist die wiederholte neue Auflage desselben am besten.

Topographische Erwägungen über den Bau von Canälen in Deutschland von Dr. August Meitzen, Königl. Regierungsrath. Berlin. Verlag von Wiegandt und Hempel. 1870.

Diese höchst interessante Broschur ist ein Separat-Abdruck aus einer im Jahre 1870 in der Zeitschrift des königl. preuß. statistischen Bureaus erschienenen Abhandlung, welche auf Grund statistischer Nachweise über die vorhandenen Canalfrachtmengen die Anlage eines großen deutschen Canalnetzes von 355 Meilen Länge empfiehlt, dessen Mittelpunkt gewissermaßen die neue Kaiserstadt Berlin bilden würde.

Das Buch der Erfindungen, Gewerbe und Industrien. Rundschau auf allen Gebieten der gewerblichen Arbeit. Erster Band. Einführung in die Geschichte der Erfindungen. Bildungsgang und Bildungsmittel der Menschheit. Von J. Zöllner, O. Mothes, Fr. Luckenbacher. Sechste verbesserte Auflage. Lieferung 9 bis 12. Leipzig und Berlin. Verlagsbuchhandlung von Otto Spamer. 1872.

In den vorliegenden Lieferungen des Buches der Erfindungen, durch welche der erste Band dieses Werkes abgeschlossen wird, sind die Verkehrswege, dann aber die vervielfältigenden Künste und zwar, die Papierfabrikation, die Geschichte der Schrift- und Schreibekunst, die Buchdruckerkunst, die Holzschneide-, die Kupfer- und Stahlstecherkunst, die Lithographie und die Herstellung von Werthpapieren abgehandelt. Auswahl und Behandlung des Stoffes sind der Tendenz dieses Werkes vollkommen entsprechend, Zahl und Ausführung der Holzstiche höchlichst zu rühmen, wenn auch der Techniker bisweilen an Stelle der nur auf Ausschmückung des Buches berechneten Holzstiche instructivere, wenn auch einfachere Figuren vorziehen würde.

Beiträge zur Hydrogaphie des Königreiches Böhmen. Von A. R. Harlacher, ordentlichem Professor der Ingenieur-Wissenschaft am k. k. deutschen Landes-Polytechnikum in Prag. Erste Lieferung. Erster Beitrag: Bestimmung der Wassermenge von Flüssen und Wassermessung im Elbstrom an der böhmisch-sächsischen Grenze. Mit 2 lithographirten Tafeln. Prag 1872. J. G. Calve'sche k. k. Universitäts-Buchhandlung. Ottomar Beyer.

Wie obiger Titel besagt, erhalten wir in dieser kleinen Broschur einen vorläufigen Bericht über hydrographische Untersuchungen, welche von dem Herrn Verf. im Königreich Böhmen ausgeführt werden. Zur Geschwindigkeitsmessung diente der verbesserte Woltmann'sche Flügel von Amsler, dessen Constanten durch Bewegung in ruhendem Wasser bestimmt wurden, zur Ermittelung der Wassermenge wurde ein dem Culmann'schen ähnliches graphisches Verfahren benutzt, und die Resultate einer mit aller Vorsicht in der Elbe oberhalb Schandau durchgeführten Wassermessung werden mit den Formeln über die Bewegung des Wassers in Flüssen verglichen. Wir hoffen, daß dieser interessanten ersten Lieferung bald weitere Mittheilungen folgen werden.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1871. Band XV, Heft 7—8. (Schluß.)

Richter's Prüfung der Backfähigkeit von Steinkohlen. — Man mischt 1 Grm. der fein zerriebenen Kohle mit feingeschlämmtem Quarzpulver und erhitzt das Gemisch in einem 30 Millim. hohen und weiten zugedeckten Platintiegel über einem Bunsen'schen Brenner mit 180 Millim. hoher Flamme, bis keine brennbaren Gase mehr entweichen, senkt den Tiegel dann bis zu 60 Millim. von der Brennermündung und bringt, wenn die Gasentwickelung beendet ist, den Cokeskuchen vorsichtig mit seinem untersten Theil auf ein Eisenblech. Man setzt nun behutsam ein Pfundgewicht auf, und beobachtet, ob der Kuchen dem Drucke widersteht. Ist dies nicht der Fall, so wiederholt man den Versuch mit einer

geringeren Menge Quarzpulver, bis das Gewicht gerade noch getragen wird. Waldenburger gute Cokes-Kohlen vertragen 2,8 Grm., schlechte Sinterkohlen blos 0,8 Grm. Quarz.

Köhl, balancirte Zugbrücke in der Festung Bitsch. — Am freien Ende der Brücke befinden sich zu beiden Seiten gelenkartig verbundene, schräg aufwärts gehende Zugstangen mit Gegengewichten, welche beim Heben der Brücke auf gekrümmten Bahnen rollen und dadurch das Gewicht der Brücke in jeder Stellung balanciren.

Finckbein, Holst's Eisenbahndynamometer. — Ein selbstregistrirendes Dynamometer, welches zwischen die Locomotive und den Zug eingeschaltet wird, und eine Curve verzeichnet, deren Ordinaten die Zugkraft, deren Abscissen aber die Zeit repräsentiren.

Weber, Apparat zum Probiren der Schmieröle. — Derselbe beruht auf der Annahme, daß die Güte eines Schmieröles der Umdrehungszahl, welche eine bestimmte Erwärmung hervorbringt, proportional sei.

Schmidt & Cämmerer, über Hinterlader. — Uebersicht der gebräuchlichsten Waffen dieser Gattung, nämlich der deutschen Systeme mit Kolben- und Keilverschluß, des Broadwell'schen, Armstrong'schen und Eastman'schen Systems.

Stambke, Heizung von Eisenbahnwagen. — Bedingungen einer guten Heizung sind, daß die Temperatur nicht über 6 bis 10° R. steigt, daß der Heizapparat der Größe des Raumes angemessen ist, und nicht durch strahlende Wärme belästigt, daß die Heizung 6 bis 10 Stunden anhält. Hiernach ist an den Wärmflaschen zu tadeln, daß durch dieselben das Publikum beim Wechseln und Einsteigen belästigt und die Bahnverwaltung wegen Beschaffung der nöthigen Quantitäten heißes Wasser in Verlegenheit gesetzt wird. Sandkästen sind nicht bequem zu handiren und erhitzen leicht zu sehr. Wasserheizung mit Oefen ist sehr angenehm, aber nur in Salonwägen und bei besonderer Bedienung möglich. Heizung mit Locomotivdampf setzt die Einführung einer neuen allgemeinen Kuppelung voraus, giebt zu viel Wärme und kann bei eintretenden Undichtheiten sehr unangenehm werden. Dampfheizung aus einem besondern Dampfkessel ist nur in so fern besser, als der Dampf minder hochgespannt ist. Russische Füllöfen, welche von der Decke des Waggons aus gefüllt werden, geben unangenehme Hitze, Meidinger'sche Füllöfen sind wie die russischen nur für lockeres Brennmaterial anwendbar, im Uebrigen aber weniger belästigend. Regulirfüllöfen mit Mantel haben sich für Wagen ohne bis zur Decke reichende Scheidewände bewährt, passen aber nicht für 1. und 2. Classe. Präparirte Preßkohle, welche in Canälen unter dem Fußboden verbrennt, ist sehr vortheilhaft befunden worden.

Stambke, schmalspurige Locomotiven für Hüttenwerke. — Die Maschinenfabriken in Carlsruhe und Krauß & Co. in München liefern kleine Locomotiven für 0,75 und 1 Met. Spurweite, die aber wegen der Reparaturen nur da zu empfehlen sind, wo Maschinenfabriken zur Hand sind. Für schmalspurige Bahnen seien Langen'sche Axen mit einem festen und einem losen Rade zu empfehlen.

Root'sche Ventilatoren — geben nach Erfahrungen in Wetter an der Ruhr einen sehr günstigen Winddruck von 420 bis 625 Millim. Wassersäule für den Cupoloofenbetrieb und gewähren 12½ bis 15 Procent Cokesersparniß. Wo früher eine Stunde Zeit zum Niederschmelzen von 6000 Pfd. gebraucht wurde, geschieht dies jetzt in 20 bis 23 Minuten. Sie sollen 25 bis 30 Proc. weniger Kraft als gewöhnliche Ventilatoren gebrauchen, was von anderer Seite bezweifelt wird. Auch wird das verursachte Geräusch getadelt.

Wiesenthal, elektromagnetische Blockapparate. — Näher, durch Zeichnungen verdeutlichte Beschreibung der in einer frühern Mittheilung des Herrn Verf. (vergl. das Referat auf S. 116 des vor. Jahrg. dies. Bl.) erwähnten Apparate.

Käßner, Holzstofffabrikation für Papierfabriken. — Als nothwendige Vorbedingungen einer vortheilhaften Holzschleiferei werden aufgezählt: genügende Betriebskraft (25 Pferdekraft und mehr) zu billigem Preise (Steinkohlenpreis im Maximo 10 Sgr. pro Centner), passende und billige Holzgattung (am besten jüngeres, frisch geschlagenes Fichten- und Tannenholz), wohlfeiler Transport (die Kuchen halten meist 50 bis 60 Proc. Wasser), billige Arbeitslöhne. Mit 4 effectiven Pferdekräften werden in 24 Stunden 100 Pfd. fertiger lufttrockener Holzzeug hergestellt und dabei 0,14 bis 0,19 Cbk.-Met. = 2 Ctr. lufttrockenes Holz und 12 bis 18 Liter Wasser pro Minute verbraucht. Völter's Maschinen kosten bei 10, 30, 60 Pferden Betriebskraft 1000, 2100, 3000 Thlr., außerdem wird noch eine Pumpe für 100 Thlr., eine Kreissäge mit Bohrvorrichtung für 150 Thlr., ein Aufzug für 150 Thlr., ein Krahn bei den Schleifsteinen für 150 Thlr., eine Holzzeugpresse für 100 Thlr. im Minimum, sonstiges Zubehör und Transmission, sammt Holzgerüst von gleichem Preis mit der Maschine erforderlich. Eine große 50- bis 60-pferdige Anlage verlangt einen Raum von 19 Met. Länge, 5 Met. Breite und 6,25 Met. Höhe, eine Walzenpresse von 5 Met. Länge, 3,5 bis 4 Met. Breite. Zur Bedienung ist ungefähr 1 Arbeiter pro Zollcentner fertigen Zeug erforderlich. Die Productionskosten betragen 2 bis 3 Thlr.; der Verkaufspreis 4½ bis 6 Thlr. pro Centner. Holzstoffganzzeug wird in folgendem Verhältniß mit Hadern-Ganzzeug gemischt: zu mittelfeinem Schreib-, Druck-, Postpapier 15 bis 60 Proc., zu ordinärem Schreib-, Druck-, Seiden-, Packpapier 50 bis 70 Proc., zu ordinärem Tapetenpapier 50 bis 80 Proc., zu Cartons, Pappen 100 Proc. Unsere Quelle enthält eine Tafel mit Durchschnitt durch eine vollständig eingerichtete Holzschleiferei. Im Parterre befindet sich eine Kreissäge, auf welcher das rein geschälte Stammholz in 30 Centim. lange Stücke zerschnitten und durch Ausbohren von Aesten gereinigt wird. Ein Aufzug hebt dieses Holz nach der Etage, in welcher der verticale, 1,3 Met. hohe, 0,4 Met. breite, mit 2 Met. Umfangsgeschwindigkeit pro Secunde rotirende Schleifstein in einem eisernen Gehäuse aufgestellt ist. Die Zuführung des Holzes erfolgt selbstthätig, das Zerfasern unter Zufluß von Wasser. Aus diesem Apparat (Defibreur) läuft der Zeug in einer Rinne nach dem Vorsortirapparat, welcher mehrere 0,525 Met. weite, 2,1 Met. lange, pro Minute 8 Umgänge machende Siebtrommeln umfaßt und die gröberen Holzsplitter als Abfall, sowie die gröberen Holzfasern als Stoff Nr. 3 abscheidet. Noch etwas tiefer steht die Mühle (Raffineur), in welcher der sortirte Stoff zwischen 1,2 Met. großen liegenden Steinen bei 135 Umgängen pro Minute gemahlen wird, und auf diese folgt der Feinsortirapparat, in welchem der zufließende Stoff mittelst dreier etagenweise hinter- und untereinander angeord-

neter Siebtrommeln nach drei Feinheitsgraden sortirt wird. Endlich ist noch eine Walzenzeugpresse im Parterre aufgestellt, durch welche 40 bis 50 Proc. des im Holzzeug enthaltenen Wassers ausgedrückt werden.

Walger, Zerstörung der Bleche in Gegenstromkesseln. — In einer Schneidemühle bei Riga zeigte dasjenige Vorwärmerrohr eines mit 2 Vorwärmern versehenen Gegenstromkessels, in welches das Speisewasser eintrat, bereits nach 5 Jahren ein bedenkliches Angefressensein der Bleche, was auch nach Beseitigung des Speisens aus dem Condensator nicht besser wurde, sich aber verlor, als man das Speisewasser nicht mehr in das letzte, sondern in das erste Vorwärmerrohr einführte.

Walther, Zerstörung der Bleche in Vorwärmerrohren. — Ein ähnlicher Fall der Zerstörung wurde in dem Vorwärmer eines mit Mainwasser gespeisten Dampfkessels beobachtet, der drei Sieder besitzt. Die Bleche des Vorwärmers zeigten in der ganzen Länge desselben, besonders in der oberen Hälfte, muldenartige Aushöhlungen und daneben nagelknopfartige Erhöhungen, die durch erbsen- bis haselnußgroße Linsen mit einem stark metallhaltigen Kern gebildet wurden.

Dimensionirung der Dampfkessel für Zuckerfabriken. — Nach Lichtenstein's Ermittelungen schwankt die Heizfläche der 7 bis 11,3 Met. langen Cylinderkessel mit durchgehendem Flammenrohr bei 1,41 bis 1,57 Met. Durchmesser von 8,3 bis 21,9 □Met., diejenige der 10,36 bis 11,3 Met. langen, 1,18 bis 1,25 Met. weiten Doppelkessel von 12,8 bis 16,2 □Met., ferner kommt auf 1 □Met. Planrost bei den Flammenrohrkesseln 1,3 bis 2,65 □Met., bei den Doppelkesseln 1,2 bis 3,0 □Met. Heizfläche und auf 1 □Met. Treppenrost bei den Flammenrohrkesseln 1,35 bis 3,1, bei den Doppelkesseln 1,45 bis 2,3 □Met. Heizfläche. Der untere Schornsteinquerschnitt beträgt 8¾ bis 50 Proc. der totalen Rostfläche und die freie Durchgangsfläche der Roste bei den Planrosten 10 bis 39, bei den Treppenrosten 33 bis 46 Proc. der Totalrostfläche. Pro □Met. Rostfläche wurden stündlich bei Planrosten 220 bis 640, bei Treppenrosten 230 bis 910 Pfd. einer 2,6 bis 10 Proc. Asche haltenden, 300 bis 396 Pfd. pro Tonne wiegenden Braunkohle verbrannt und pro Pfund Kohle bei Flammenrohrkesseln 2,3 bis 3,1, bei Doppelkesseln 1,8 bis 2,9 Pfd. Wasser von 25 bis 94° C. und bei Dampfspannungen von 2,78 bis 3,87 Kilogr. pro □Centim. verdampft.

Jacobi, über die Braunkohlentheererzeugung. — Auszug aus einer in Dingler's Journal, Bd. 197, S. 417 abgedruckten ausführlichen Uebersicht über die Verhältnisse der Schwelerei, Mineralöl- und Paraffin-Industrie der preußischen Provinz Sachsen. Besonders günstig sind die Dampfschwelapparate.

Eiserne Telegraphenstangen. — Nach Rother's „Telegraphenbau" ist bei uns die Dauer der hölzernen Telegraphenstangen selten höher als 5 Jahr, wenn sie auch am untern Ende angekohlt oder mit Theer gestrichen waren. Man versuchte daher eiserne Stangenfüße, gab dieselben aber als zu theuer wieder auf. Präparirte hölzerne Stangen haben durchschnittlich eine zehnjährige Dauer, weshalb eiserne Stangen mit ihnen nicht concurriren können, wenn sie mehr als 10 Thlr. pro Stück kosten. Zu eisernen Stangen passen am besten 80 Millim. weite, 5 Millim. starke, ca. 4 Met. lange Gasröhren, welche durch Ausfüllung mit Cement sehr an relativer Festigkeit gewinnen, am obern Ende mit einem 32 Millim. starken, 1,33 Met. langen Einsatz zur Befestigung der Drähte versehen werden und am Fuße eine angegossene oder angelöthete Scheibe erhalten, mit welcher sie auf einer 0,66 Met. im □ großen, 1 Met. tief eingegrabenen Platte befestigt werden. In Städten werden meist eiserne Füße, anderwärts Steinsockel zur Befestigung verwandt. Stangen aus Winkelschienen findet man in der Schweiz; billig ist auch die Daelen'sche Construction mit 3,5 Met. langen, in einen 1,3 Met. hohen Fuß eingegossenen Schienen.

Erfahrungen über Dampfkessel. — In der Saarbrücker Gegend wendet man fast ausschließlich Kessel mit einem Flammenrohr an und will damit ca. ⅓ Ersparniß gegen Kessel mit außenliegender Feuerung erzielen, wenn die Wartung eine sorgfältige ist, nicht stark aufgetragen wird und durch zweimaliges wöchentliches Abblasen unter Dampfdruck und nachheriges Ausspülen der Kessel dem Ansatz von Kesselstein vorgebeugt wird. Vorgelegte Feuerungen zeigten sich ungünstig. Bei Puddel- und Walzwerkskesseln, bei denen schwer Zeit zur gründlichen Reinigung zu gewinnen ist, nimmt man lieber liegende oder stehende Walzenkessel mit 20 bis 40 □Met. Heizfläche pro Ofen, macht die Züge an mehreren Stellen zugänglich und kehrt diese Kessel über Sonntags äußerlich ab. Um das Speisewasser vorzuwärmen und theilweise von den Kesselstein bildenden Salzen zu reinigen, werden 2,82 Met. lange, 0,94 Met. breite, 1,57 Met. hohe, durch verticale durchlochte Blechwände in drei gleiche Theile getheilte Vorwärmer angewandt, deren erste und zweite Abtheilung mit Cokesklein gefüllt sind, und in deren erste Abtheilung der abblasende Dampf und das Speisewasser in concentrischen Röhren eintreten. Ueber die Popper'schen Kesseleinlagen hat man befriedigende Erfahrungen gesammelt, indem dadurch der Ansatz von Kesselstein an den Wänden des Hauptkessels sehr vermindert wird. Die eingehangenen Bleche müssen alle vier Monate herausgenommen und abgeklopft werden und dürften hauptsächlich dadurch wirken, daß sie der vermehrten Oberfläche halber dem Kesselstein Gelegenheit zum Absatz bieten.

Rühlmann, über Flammenrohre. — Die Wandstärken derjenigen Flammenrohre, welche bei den Kesselproben stark genug befunden wurden, entsprechen der Fairbairn'schen Formel $\delta = 0{,}27 \sqrt{pLd}$, wo δ in Millimetern, der Durchmesser d in Centimetern, die Länge L in Metern und der Dampfdruck p in Kilogramm pro □Centimeter gegeben sind, schwächere Feuerrohre wurden zerdrückt.

Fischer, Trockenzimmer. — Bei der Aufnahme von Feuchtigkeit wird die warme Luft abgekühlt und schwerer, daher muß die warme Luft in die Trockenzimmer unter der Decke eingeführt und vom Boden weg aufgesogen werden. Bei mechanischen Trockenvorrichtungen für Knochen, Stärke und dergl. muß die trockenste Luft mit dem trockensten Material zusammengeführt und ihr eine genügende Oberfläche geboten werden.

Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereines zu Hannover. Band XVII, 1871, Heft 3 und 4.

Funk, die Georgs-Marien-Hütte zu Osnabrück. — Eingehende Schilderung dieses 6 Hohöfen umfassenden,

vorzüglich eingerichteten und 1500 Arbeiter beschäftigenden Etablissements unter Beigabe von 14 Tafeln.

Clauß, Project einer Wasserversorgung für die Städte Dortmund und Hörde. — Für die Städte Dortmund und Hörde, die Hörder Hüttenwerke und die Köln-Mindener und Bergisch-Märkische Eisenbahn sollten aus der Ruhr bei Schwerte 10820 Cubikm. Wasser pro Tag beschafft werden, worüber das hier ausführlich mitgetheilte Project sammt Kostenanschlag bearbeitet worden ist. Hiernach war ein Dampfpumpwerk vorgesehen, durch welches das Wasser aus dem Flusse in ein ca. 99 Met. über Hörde und 114,5 Met. über Dortmund gelegenes Filtrirbassin gehoben werden sollte. Als Motoren sollten 190pferdige liegende Zwillingsmaschinen mit 0,788 Met. Kolbendurchmesser angewendet werden, um direct zwei doppelt wirkende Pumpen von 471 Millim. Durchmesser und 1412 Millim. Hub zu betreiben. Die Zuleitung des Flußwassers sollte durch einen auch auf directes Zulassen von Wasser eingerichteten Filtrirtunnel erfolgen, die Filtrirung desselben mittelst 4 hochgelegener Reservoirs mit zusammen 3940 □Met. Sandfläche. Zur Berechnung der Stärke der unter 10 Atmosphären Druck stehenden Röhren diente die Formel $e = 0{,}00238\,pd + 0{,}33$ Zoll. Die Röhren sollten inwendig heiß getheert und durchgängig 1,57 Met. tief verlegt werden. Beachtenswerth ist schließlich der detaillirte Kostenanschlag, welcher der Abhandlung beigegeben ist.

Mohr, Beitrag zur Theorie des Erddruckes. — Kritik der älteren, sowie der neueren Theorien des Erddruckes von Rebhann, Levi, Considère und Winkler und Aufstellung einer neuen Theorie vermittelst der graphischen Statik. Ohne Weiteres hierüber mittheilen zu können, wollen wir nicht unterlassen, auf diese höchst interessante Abhandlung aufmerksam zu machen.

Tellkampf, Belastungsproben eiserner und hölzerner Brücken. — Bei den Brücken der Schleswig-Holsteinischen Bahnen sind alljährliche Beobachtungen über die Durchbiegung eines jeden Brückenträgers beim Passiren einer schweren Maschine oder eines schweren Zuges vorgeschrieben und es wird dann verglichen, ob die beobachtete Durchbiegung in der Mitte noch unter demjenigen Maaße bleibt, welches innerhalb der Elasticitätsgrenze des Materials zulässig ist. Hierfür hat man die Formel: $u = \frac{5}{24}\frac{k}{h}\cdot\frac{l^2}{E}$, wenn h die Höhe des Trägers in der Mitte, l die freiliegende Spannweite des Trägers, E den Elasticitätsmodulus und k die zulässige Inanspruchnahme des Materials bedeutet. Für Schmiedeeisen in Stäben ist nun $\frac{k}{E} = \frac{1}{1500}$, für Holz $= \frac{1}{600}$, so daß man für die Durchbiegung nur sehr einfache, vom Trägheitsmoment des Querschnittes ganz unabhängige Formeln zu lösen hat.

Ericsson's Sonnenmaschine — bei welcher durch Concentration der Sonnenstrahlen Wasser in Dampf verwandelt wird, soll für die Breiten vom Aequator bis 45° während 9 Tagesstunden pro □Met. Oberfläche 1 Pferdekraft Leistung geben.

Kratzmaschine auf dem Mississippi. — Nachdem am Mississippi und dessen Nebenflüssen ohne Erfolg vorspringende Werke und Parallelwerke angelegt worden waren, versuchte man zur Beseitigung der Sandbänke die Anwendung großer Kratzmaschinen, von denen sich besonders die Long'sche bewährt hat. Sie besteht aus einem am Vordertheil des Schiffes angebrachten dreieckigen Rahmwerk, welches unten vier bis fünf aus Kesselblech gefertigte Kratzer trägt und durch Winden beliebig geneigt und gesenkt, überhaupt aber auch sehr leicht an jedem Schiffe angebracht werden kann und dasselbe weder beschwert, noch unlenksam macht.

Gründung der Brücke über den Mississippi bei St. Louis. — Am westlichen Widerlagspfeiler wurde ein hölzerner Fangdamm ausgeführt, für dessen Pfähle aber vorgebohrt werden mußte; die beiden Mittelpfeiler und der östliche Widerlagspfeiler sind dagegen mittelst comprimirter Luft gegründet. Hierbei sind nicht wesentlich neue Methoden angewendet worden, da aber der Luftdruck bis zu 3,6 Kilogr. pro □Centim. stieg, so sind von den 352 bei dieser Arbeit beschäftigt gewesenen Arbeitern 30 ernstlich erkrankt und 12 gestorben, so daß die Arbeitszeit von vier bis auf eine Stunde reducirt werden mußte. Um eine Communication zwischen dem Innern der Luftkammer und dem Baubureau zu erhalten, wurde ein elektrischer Telegraph angelegt.

Hagen, die Bretterfabrikation am Harz. — Am Harz werden in 25 bis 30 Schneidemühlen jährlich gegen 150000 Klötzer zu Brettern verarbeitet. Die Schneidemühlen werden meist durch oberschlägige Wasserräder betrieben, haben 2 bis 5 eiserne Gatter mit Riementrieb und verwerthen ihre Waaren in öffentlichen Auctionen. Die Gatter, wovon in jeder Mühle eins als Besäumgatter von 1,5 bis 1,8 Met. Breite mit 2 bis 3 Sägen, die andern meist als Bundgatter mit 10 bis 12 Sägen eingerichtet sind, haben 0,43 bis 0,50 Met. Hub, 2,7 bis 3,5 Met. lange Schubstangen, 1 Centim. Vorschub auf 16 Schnitte, 10 bis 13 Millim. Busen, erzeugen nur 3 Millim. weite Schnittfugen und arbeiten mit 150 bis 200 Schnitten pro Minute.

Hauser, über Moinot's Methode der Terrainaufnahme mittelst Distanzmesser. — Denkt man sich auf dem Terrain die bezüglich ihrer Höhenlage charakteristischen Punkte durch ein Polyeder verbunden und benutzt man zur Aufnahme einen Theodoliten mit Distanzmesser, so genügt neben der Ablesung an der in den Polygonecken aufgestellten trigonometrischen Distanzlatte die Ablesung der Vertical- und Horizontalwinkel, um Höhenlage und Situation der Punkte mit einer für Eisenbahnvorarbeiten völlig genügenden Genauigkeit fixiren zu können; zur Erleichterung der vielen Rechnungen zur Reduction der schiefen Distanz auf die Horizontale, zur Ermittelung der Höhendifferenz zwischen dem beobachteten und dem Aufstellungspunkte, endlich zur Bestimmung der Coordinaten ist dann die Anwendung eines guten Rechenschiebers zu empfehlen, da hierbei mindestens ²/₃ der Zeit erspart werden kann. In dieser Weise sind mittelst des Gentilli-Starke'schen Contact-Distanzmessers bei Gelegenheit des 2. Gotthardbahn-Projectes zwei sehr schwierige, zusammen 27 Kilometer lange Strecken durch 2 Ingenieurs mit einem Führer und einem Tagelöhner in 44 Tagen derart aufgenommen worden, daß im Verlauf von weiteren 47 Tagen über eine durchschnittlich 250 Met. breite und 170 Met. hohe Zone ein Schichtenplan mit Höhencurven in 10 Met. Abstand ausgearbeitet werden konnte. Auch mit dem Stampfer'schen Distanzmesser geht die Arbeit so rasch, daß 1 In-

genieur mit 2 Arbeitern durchschnittlich 100 Punkte pro Tag aufnehmen, berechnen, auftragen und durch einen Schichtenplan verbinden kann. Die hier näher beschriebene Moinot'sche Methode bedient sich des Porro'schen Distanzmessers, der so eingerichtet ist, daß die bei horizontaler Lage des Fernrohres mittelst Horizontalfäden beobachteten Lattenabschnitte den von der Drehungsaxe des Instrumentes aus gemessenen Entfernungen proportional sind. Nach derselben können drei Ingenieurs mit 2 bis 3 Lattenträgern täglich 400 bis 600 Punkte aufnehmen und es sind zur Aufnahme, Berechnung, zum Auftragen und Ausarbeiten des Schichtenplanes für 100 Punkte etwa $2^1/_2$ bis $3^1/_2$ wirkliche Arbeitsstunden der drei Ingenieurs erforderlich. Als Instrumente verwendet Moinot ein 750 bis 1000 Frcs. kostendes Tacheometer, eine Distanzlatte (mire parlante) für 50 Frcs., ein bis zwei Rechenschieber à 50 Frcs., einen Horntransporteur mit Centesimaltheilung à 7,5 Frc., so daß die Beschaffung des ganzen Apparates incl. des Buches: levées de plans à la Stadia par Moinot auf 300 Thlr. zu stehen kommt. Das Tacheometer ist ein Theodolit mit durchschlagbarem und stark vergrößerndem Fernrohr, dessen zweite Ocularlinse drei horizontale Linien (anstatt des Fadenkreuzes) eingeritzt zeigt, und welches die Porro'sche anallatische Röhre besitzt. Die beiden Kreise, an denen mit zwei gegenüberstehenden Nonien bis 0,01° abgelesen werden kann, sind in 400° getheilt, was für die Beobachtung und Berechnung große Vorzüge gewährt. Vor dem Verticalkreise am linken Träger befindet sich zur Controle des horizontalen Standes eine Libelle, eine zweite ist parallel zur Fernrohraxe befestigt und dient gelegentlich zum Nivelliren. Am untern Theil des Tacheometers befindet sich ein Sicherheitsfernrohr und eine Magnetnadel, welche dazu dient, das Instrument nach der Aufstellung so zu orientiren, daß das Fernrohr die Nordrichtung hat, wenn der Horizontalkreis 0 zeigt. Als Distanzlatte dient eine 4 Centim. lange, zusammenschlagbare und mittelst Loth genau vertical zu stellende Latte, deren Theilung so eingerichtet ist, daß ein Lattenabschnitt von 0,5 Met. einer Entfernung von 100 Met. entspricht und die Entfernung bis auf 0,5 Met. genau bestimmt werden kann. Da sich die Fehler ausgleichen, so besitzt das Gesammtresultat einen viel höhern Grad von Genauigkeit, und da diese Art von Messungen nur zur Anfertigung eines Schichtenplanes im Maaßstabe von 1:2000 bestimmt ist, in welchem die Länge von 1 Met. gleich 0,5 Millim. ist, so würde eine größere Genauigkeit kaum Nutzen schaffen. Was den Rechenschieber anlangt, so findet man darauf theils direct, theils ohne Schwierigkeit die Logarithmen der gewöhnlichen Zahlen, die Sinus und Cosinus der Winkel von 0 bis 200°, die Tangenten der Winkel von 0 bis 100°. Zum Aufzeichnen der Detailpunkte dient ein in 200° eingetheilter Transporteur von Horn. Specielleres über die Manipulationen wolle man in dem oben citirten Werke nachlesen.

Mengel, Berechnung der Futter- und Flügelmauern. — Der Herr Verf. geht von dem Grundsatze aus, daß die Futtermauer nur den abgeschnittenen Dammkörper ersetzen solle, berechnet also eine Mauer, welche gleiche Stabilität mit dem abgeschnittenen Dammkörper haben würde.

Winkler, Bemerkungen zu Mohr's Beitrag zur Theorie des Erddruckes. — Wenn Herr Mohr der Ansicht ist, daß sich die Theorie des unbegrenzten Erdreichs auch auf den Fall einer Begrenzung durch eine Wand anwenden ließe, sofern nur die die Richtung der Maximalpressung gegen den Fußpunkt der Wandfläche angebende Gerade innerhalb des gestützten Erdkörpers liege, so behauptet im Gegentheil Herr Winkler, daß die neue Theorie, bei Gleichheit der Reibung an der Wand und der Reibung zwischen den Erdtheilchen, nur anwendbar sei, wenn die Wandfläche mit einer Gleitfläche zusammenfalle oder noch flacher liege.

Die Wiener Wasserleitungsfrage. — Ein Gutachten der Herren Gießereidirector Westendarp in Hannover, Wasseringenieur Salbach in Dresden und Ingenieur Gruner in Basel erklärt die Folgerungen der Wiener Experten als ein wenig übereilt, denn sämmtliche Rohre der ersten Lieferungsperiode seien entweder liegend, anstatt stehend, oder mit der Muffe nach oben, anstatt nach unten, oder sonst contractwidrig gegossen, seien auch aus geringem Eisen verfertigt, was dadurch bewiesen werde, daß sie unter derselben Probebelastung und bei gleicher Wandstärke 10 mal so viel Ausschuß, als die sogar noch etwas weiteren Röhren von Mariazell gegeben hätten. Von 29942 Stück Röhren verschiedener Dimensionen aus Mariazell und Chladno seien unter 15 Atmosphären Druck nur 0,93 Proc. gesprungen, und da der angewendete Probedruck mindestens doppelt so groß, als der wirklich beabsichtigte statische Druck sei, so sei gegen ihre Widerstandsfähigkeit Nichts einzuwenden. Bei einem Theil der Rohrbrüche sei einseitige schiefe Wandstärke, die bis zu 2 Linien Differenz in der Wandstärke ging, als Ursache anzusehen. Die nachträglich bei den Streckenproben der auf der Maschine probirten und fertig verlegten Röhren, vorgekommenen Rohrbrüche hätten nicht in der ungenügenden Wandstärke ihren Grund, sondern theils in der Lagerung auf gemauerten Pfeilern, theils in der ungeschickten Art des Dichtens der Muffe mit zu hartem Blei, theils in Fahrlässigkeiten beim Transport. Wenn in andern Städten meist größere Wandstärken verwendet seien, so sei dies hauptsächlich bei älteren Anlagen der Fall und Folge des damaligen vergleichsweise noch niedrigen Standes der Rohrfabrikation, wogegen die Züricher und Frankfurter Wasserleitungen geringere Wandstärken aufwiesen. Nach der Lamé'schen Formel besäßen die weitesten Wiener Röhren 9fache Sicherheit.

Siemens' Pyrometer. — Da die Leitungsfähigkeit der elektrischen Ströme mit zunehmender Temperatur abnimmt, so erkennt Siemens die Höhe der Temperatur durch die Abschwächung, welche der Strom in einem um einen Thoncylinder gewundenen Platindrahte erfährt, wenn dieser Apparat der zu messenden Hitze ausgesetzt wird.

Der Hoosac-Tunnel, — welcher zwischen Troy und Boston durch das Hoosacgebirge getrieben wird, soll 7630 Met. Länge bei 7,32 Met. Weite und 6,1 Met. Höhe erhalten und von jedem Ende nach der Mitte zu unter 1:200 ansteigen; er wird in Glimmerschiefer aufgefahren und aus mehreren Schächten angegriffen. Hierbei werden Bohrmaschinen in der Weise wie beim Mont-Cenistunnel verwendet; die durch Dampf getriebenen Luftpressen erzeugen comprimirte Luft von 4,57 Kilogr. Druck pro □Centim., welche in 203 Millim. weiten Röhren nach den Verwendungsorten geführt wird und bei $2^3/_4$ Kilom. Länge der Rohrleitung nur 0,14 Kilogr. Druck verlieren soll.

Allgemeine Bauzeitung. XXXVI. Jahrg. 1871. 7. bis 12. Heft.

Hoffmann, theoretische und praktische Anleitung zum Entwurfe und zur Ausführung schiefer Ziegel- und Quaderbrücken-Gewölbe, einschließlich der für dieselben durchzuführenden Construction der Anlaufsteine. Eine ausführliche, auch als Separatabdruck im Buchhandel zu habende Monographie über schiefe Brücken.

Schmidt, über den Bau der definitiven Waagbrücke bei Torocz in Ungarn. — Nach Darlegung der Vorgänge, welche Anlaß geworden sind, daß dieses wichtige Bauwerk halb aus Stein und Eisen (8 Oeffnungen mit Gitterbalken à 30,03 Met.), halb aus Holz (18 Felder von zusammen 177 Met. Lichtweite) hergestellt worden ist, wird die im Ganzen 460 Met. lange Brücke mit Bezugnahme auf 10 Tafeln eingehend beschrieben, wobei auch die Berechnungen der Brückenconstruction, Kostenergebnisse, Belastungsproben und dergl. mitgetheilt werden.

v. Ferstel, österreichisches Museum für Kunst und Industrie in Wien. — Ueber diesen Prachtbau werden 7 Tafeln Zeichnungen mit kurzen Erläuterungen mitgetheilt.

Pollitzer, Regulirung der Wildbäche und Wasserrisse auf der Wasserscheide der Iglava. — In Gegenden, wo mächtige Lehmschichten zu Tage liegen, bilden sich oft merkwürdig tief eingeschnittene Wasserrisse; derartiges Terrain durchschneidet die Eisenbahn von Brünn über Grußbach nach Wien nach ihrer Abzweigung von der Brünn-Rossitzer Bahn im Obrawathale auf der Wasserscheide der Iglawa, wo sich zahlreiche 20 Met. tiefe, von steilen Wänden begrenzte Miniaturthäler vorfinden, deren Gehänge zu oberst aus einer 1 Met. mächtigen Lehmschicht, darunter aus Diluvialbildungen (Löß) bestehen. Um die in diesen Schluchten nach Regengüssen austretenden Wildbäche für den Eisenbahndamm unschädlich zu machen, mußten sie durch Ableitung neue Betten mit vermindertem Gefälle erhalten.

Honsell, die Correction der Mündung des Neckar in den Rhein bei Mannheim. — Unter den in neuerer Zeit bei Mannheim ausgeführten bedeutenden Anlagen ist eine der wichtigsten und interessantesten die Correction der Neckareinmündung, welche hier mit Bezugnahme auf 5 schöne Tafeln eingehend beschrieben wird. Bei der Coupirung des Alt-Rheines, welche wegen der häufigen Anschwellungen eine sehr schwierige Ausführung war, wurde Faschinenbau mit schwimmenden Lagen angewendet, die Herstellung der 60 Met. breiten Durchstiche in Entreprise gegeben, aber vielfach durch den Wechsel der Wasserstände alterirt; auch sind über die Arbeit mit den Dampfbaggern schätzenswerthe Beobachtungen gesammelt worden. Sehr schwierig war der Zuschluß des alten und die Eröffnung des neuen Neckarlaufes, doch läßt sich hierüber ohne Zeichnungen Nichts Näheres mittheilen.

Die Rigi-Eisenbahn. — Ausführliche Schilderung dieser, in dies. Bl. schon vielfach besprochenen Gebirgsbahn nach einer bei Wurster & Co. in Winterthur erschienenen Broschüre von Prof. Kronauer. Schließlich wird über dieses Eisenbahnsystem das Urtheil gefällt, daß der Oberbau desselben complicirt und schwierig auszuführen sei, daß mit den Stößen und der Zahnreibung in der Zahnstange eine starke Abnutzung und selbst Gefahr des Entgleisens verbunden sei, endlich daß ein Betrieb mit mehr als Fußgängergeschwindigkeit, auf längere Strecken und zur Winterszeit kaum denklich sei.

Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines. XXIII. Jahrg. 1871. Heft 11—14.

Bericht der von dem Gemeinderathe der Stadt Wien zur Prüfung der neuen Wasserleitungsröhren ernannten Experten-Commission. — Da über diesen Gegenstand bereits auf Seite 28 dies. Bl. referirt worden ist, wollen wir auf den vorliegenden, das ganze 14. Heft füllenden Bericht nicht näher eingehen und nur erwähnen, daß sich der damalige Oberingenieur für die Wasserversorgung von Wien Herr Otto Wertheim gegen viele darin ausgesprochenen Behauptungen und Beschuldigungen entschieden verwahrt.

Karst, der Weißenbach-Viaduct zwischen Laibach und Tarvis. — Ausführliche von 6 Tafeln begleitete Darstellung dieses 163,4 Met. langen, auf eisernen Pfeilern ruhenden Viaductes, welcher drei durch continuirliche Gitterbalken überdeckte Oeffnungen besitzt, nebst Angaben über die Probebelastungen.

Böck, Versorgung des Centralbahnhofes der Staatseisenbahngesellschaft in Wien mit Wasser. — Nachdem die, in den Jahren 1841 bis 1846 mit großem Kosten ausgeführte, Abbohrung eines 205 Met. tiefen artesischen Brunnens Seiten der Maschinenfabrik der früheren Wien-Gloggnitzer Gesellschaft bewiesen hatte, daß das auf diese Weise zu gewinnende Wasser für den Locomotivenbetrieb ungeeignet sei, wurde die Grabung eines Brunnens in der Nähe des Centralbahnhofes, welcher bis in das Donauniveau herabreichte, beschlossen. Der Bedarf berechnete sich auf ca. 1270 Cub.-Met. pro Tag, und da man bei einem kleinen ca. 0,95 Met. weiten Versuchsbrunnen 5,7 Cubikm. Wasser pro Stunde erhalten hatte, so wurde dem definitiven Brunnen ein verhältnißmäßig größerer Querschnitt, nämlich 5,1 Met. Durchmesser gegeben. Bis zum gewöhnlichen Wasserstande wurde der Schacht blos ausgehoben, dann trieb man Spundwände ein, so tief sie eindrangen, hob die Schottermasse aus, wozu natürlich eine Wasserhaltung erforderlich war, rammte die Spundwände wieder nach und setzte dieses Verfahren so lange fort, bis die Bewältigung des Wasserzuflusses mit Hilfe zweier Locomobilen nicht mehr möglich war. Bei 6 Met. unter Tage wurde dann ein doppelter eichener Brunnenkranz gelegt, auf welchem bis zu 1,1 Met. unter dem gewöhnlichen Wasserstande trocknes Mauerwerk in Ziegeln errichtet, hierauf aber der Brunnenschacht in hydraulischem Mörtel ausgeführt, und zuletzt oben mit einem Kuppelgewölbe geschlossen wurde. Aus diesem Brunnen hat nun das Pumpwerk 3220 Met. weit und 345 Met. hoch zu saugen, und zwar 2,35 Cubikm. pro Minute. Es sind zwei Pumpen à 0,316 Met. Durchmesser, 0,78 Met. Hub und 18 Spielen pro Minute angewendet, und um in den Röhren eine mäßige Geschwindigkeit zu erhalten, hat man diese 0,237 Met. weit gemacht. In den Röhren sind 4 Klappen angebracht, um sie abtheilungsweise entleeren zu können; sie liegen mindestens 1,6 Met. tief, sind mit Windkesseln und Lufthähnen versehen und können durch Füllvorrichtungen angegossen werden. Die Motoren sind 50pferdige liegende Hochdruckmaschinen mit variabler Ex-

pansion, die aus drei 25pferdigen Dampfkesseln gespeist werden. Zwei Wasserthürme mit vier Reservoirs von zusammen 790 Cubikm. Inhalt nehmen das gehobene Wasser auf und eine 0,21 Met. weite Rohrleitung vertheilt es an die verschiedenen Werkstätten.

Carlé, Centrifugalregulator für hydraulische Motoren von Rieter & Co. in Winterthur. — Von diesem einfachen, überall leicht anbringbaren Schützenregulator wird gerühmt, daß er innerhalb höchstens zweier Umdrehungen der Hauptwelle die Regulirung bewirke.

Hannah's Wassermesser. — Beschreibung eines sehr compendiösen Wassermessers von S. Hannah in Darlington (Shealdon Works) nach dem Engineer vom 14. Juli 1871.

Winkler, Versuche über den Erddruck. — Als Anhang zu seiner in derselben Zeitschrift veröffentlichten neuen Theorie des Erddruckes theilt Herr Prof. Dr. E. Winkler in Wien hier eine Uebersicht über die Versuche mit, welche in älterer und neuerer Zeit über diesen Gegenstand angestellt worden sind, und vergleicht ihre Resultate mit der neuen Theorie. Das Ganze ist bereits als Monographie im Buchhandel erschienen.

(Schluß folgt.)

Notizen.

Bestimmung der mittleren Geschwindigkeit eines Flusses. — Die schon so vielfach ventilirte Frage über das Gesetz der Abnahme der Geschwindigkeit in einer Verticalen von der Oberfläche bis zum Boden, ist neuerdings von dem Koryphäen des Wasserbaues in Deutschland, Herrn Geh. Oberbaurath G. Hagen, auf Grund der von Brünings im Rhein, der Waal, dem Leck und der Yssel angestellten 117 Beobachtungsreihen einer nochmaligen gründlichen Erörterung unterworfen worden (Abhandlungen der Königl. Akademie der Wissenschaften zu Berlin, 1871), deren Resultate wir im Nachstehenden mittheilen. Zunächst weist Herr Hagen nach, daß die Behauptung, daß nahe unter der Oberfläche eine größere Geschwindigkeit existire, als in der Oberfläche selbst, nur auf einer Täuschung beruhe, welche durch die Art, wie die Versuche in der Regel angestellt würden, nämlich von einem Kahne aus, herbeigeführt werde; Schwimmer, welche aus zwei dünnen, etwa 15 Centim. hohen und kreuzförmig durcheinandergesteckten Latten beständen, lieferten eine richtige Oberflächengeschwindigkeit und diese sei größer, als die von einem Kahne aus beobachtete. Aus den Brünings'schen Beobachtungen wird sodann die Form der sogenannten Geschwindigkeitsscala abgeleitet. Es ist dies eine Parabel, deren größte Ordinate in der Oberfläche, und deren mittlere Ordinate in $^{3}/_{5}$ der Tiefe unter der Oberfläche liegt. Hiernach ließe sich die mittlere Geschwindigkeit c jedes Perpendikels durch eine Beobachtung in der bezeichneten Tiefe ermitteln; es giebt dazu aber einen noch einfacheren Weg, indem nach den Hagen'schen Untersuchungen die mittlere Geschwindigkeit c auch in einer festen Beziehung zu der Oberflächengeschwindigkeit u steht. Es soll nämlich, wenn die Geschwindigkeiten in rheinischen Zollen und die Tiefen t in Fußen gegeben werden, $c = \frac{1 + 0{,}15\sqrt{t}}{1 + 0{,}225\sqrt{t}} . u$ sein. Diese Formel giebt in der That die Brünings'schen Versuche ausgezeichnet wieder, doch scheint es nützlich, dieselbe erst noch an anderweiten Versuchsreihen zu prüfen, ehe man sie als allgemein gültiges Gesetz acceptirt.

Clouth's Rechenscheibe. — Wir haben in diesem Blatte seinerzeit die Sonne'sche Rechenscheibe besprochen und dürfen daher nicht unterlassen, des obigen Instrumentes zu gedenken, welches als eine sehr wesentliche Verbesserung jener Rechenscheibe zu bezeichnen ist, indem es außer den Logarithmen der gewöhnlichen Zahlen auch noch die Logarithmen der Sinus und Cosinus enthält. Im Princip ist die Clouth'sche Rechenscheibe ebenfalls nichts anderes als ein kreisrund gebogener Rechenschieber. Sie besteht aus einem festliegenden Limbus mit den Logarithmen der gewöhnlichen Zahlen und einem innerhalb desselben drehbaren Alhidadenkreise mit eben derselben logarithmischen Scala, sowie zwei logarithmischen Scalen der Sinus und Cosinus. Letztere sind mit großem Geschick dergestalt auf drei concentrische Kreise vertheilt, daß der engste Kreis die Sinus und Cosinus, deren Logarithmen die Kennziffer 7 besitzen, der mittlere diejenigen der Kennziffer 8 und der äußerste diejenigen der Kennziffer 9 umfaßt. Die Uebertragung dieser Theilungen in die äußere Scala erfolgt mittelst eines Zeigers mit vier Spitzen, die genau in einen Radius fallen und über den vier logarithmische Scalen der Alhidade hinstreichen. Dieser Zeiger bildet einen wesentlichen Vorzug der Clouth'schen Rechenscheibe vor dem Rechenschieber. Da der Durchmesser der Rechenscheibe 27,5 Centim. mißt, so ist die Theilung groß genug, um vierstellige Zahlen ablesen zu können; zur Erleichterung des Absens kann auch eine kleine Loupe auf den Zeiger aufsteckt werden. Die Theilung der trigonometrischen Scalen wird nach Sexagesimal- oder nach Centesimalgraden geliefert und gestattet bis zu 30° ein sicheres Ablesen bis auf Minuten. Es lassen sich nun mit dieser Rechenscheibe die meisten arithmetischen und trigonometrischen Rechnungen mit außerordentlicher Schnelligkeit und einer Genauigkeit vollziehen, die für sehr viele Ingenieurarbeiten vollkommen genügend ist. Multiplicationen, Divisionen, Flächen- und Körperinhalts-, Dreiecks- und Coordinaten-Berechnungen sind mit dem Instrumente entschieden rascher zu bewirken, als mit logarithmischen Tafeln; für die Zwecke des Maschineningenieurs würde aber noch eine Scala zur Erleichterung des Potenzirens und Radicirens als kaum entbehrlich zu bezeichnen sein. In seiner jetzigen Einrichtung ist die Rechenscheibe besonders für Geodäten geeignet und, wenn auch umfänglicher, so doch in der Handhabung bequemer, als die Rechenschieber, deren man sich in Frankreich und Italien allgemein zu derartigen Rechnungen bedient. Freilich ist der Preis auch etwas höher, indem diese sehr accurat gearbeiteten, durch die Mechaniker Dennert & Pape in Altona bei Hamburg, sowie durch den Erfinder, Herrn Geometer F. M. Clouth in Mayen, Reg.-Bez. Coblenz, zu beziehenden Rechenscheiben auf 17 Thlr. zu stehen kommen.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

zu dem achtzehnten Bande des

Civilingenieur.

№ 3.

Literatur.

Vorträge über Eisenbahnbau, gehalten an verschiedenen Deutschen polytechnischen Schulen, begonnen von Dr. E. Winkler. Drittes Heft. **Schiebebühnen und Drehscheiben** von Dr. W. Fränkel, ord. Professor der Ingenieurwissenschaften an der k. polytechnischen Schule in Dresden, geprüftem Civilingenieur. Mit 146 Holzschnitten und 9 autographirten Tafeln. Prag 1872. Verlag von H. Dominicus.

In diesem Hefte der Winkler'schen Vorträge über Eisenbahnbau begegnen wir einem neuen Mitarbeiter bei diesem schätzbaren Unternehmen; es ist indessen ganz in demselben Geiste abgefaßt und es sind sogar bei den Festigkeitsuntersuchungen, welche bezüglich der Träger u. s. w. eingewoben sind, ausschließlich die Winkler'schen Formeln zu Grunde gelegt. Schiebebühnen und Drehscheiben sind noch nirgends in so gründlicher Weise behandelt worden, auch sind nicht blos detaillirte Beschreibungen und Abbildungen, sondern auch theoretische Betrachtungen, einfache Constructionsregeln, Tabellen zur Erleichterung der Berechnungen und zahlreiche Literaturnachweisungen gegeben, so daß dieses Heft nicht blos für Studirende, sondern auch für ausübende Ingenieurs als Hand- und Nachschlagebuch bestens empfohlen werden kann.

Grundriß der Allgemeinen Hüttenkunde von Bruno Kerl, Professor. Mit 163 in den Text gedruckten Holzschnitten. Leipzig. Verlag von Arthur Felix. 1872.

Solchen, denen des Herrn Verfassers ausführliches Handbuch der metallurgischen Hüttenkunde zu umfänglich ist, wie z. B. Studirenden an polytechnischen Schulen und Bergakademien, wird in dem vorliegenden Grundriß ein vorzüglicher Auszug aus jenem Werke geboten, welcher dadurch erhöhten Werth erhält, daß hier auch die neuesten Fortschritte der Wissenschaft mit berücksichtigt und außerordentlich zahlreiche Literaturnachweisungen mitgetheilt sind. Dem vorliegenden Bande, welcher die Eigenschaften der Metalle und ihrer Verbindungen, die verschiedenen Hüttenprocesse, die Erze, Zuschläge und Brennmaterialien, die verschiedenen Herde und Oefen, Rauchcondensatoren, Gebläse, Windleitungen, Windregulatoren und Erwärmungsapparate, endlich die Hüttenproducte behandelt, werden noch zwei Bände über die Metall- und über die Eisenhüttenkunde folgen, deren rasches Erscheinen in Aussicht gestellt wird.

Vorträge über Baumechanik. Gehalten am deutschen Polytechnikum in Prag von Karl E. v. Ott, k. k. Prof. und hon. Docent der Baumechanik. II. Theil, 1. Lieferung, enthaltend die Normal-, Schub- und Biegungs-Elasticität sammt deren Anwendung. Prag. Verlag von H. Dominicus. 1872.

Vorliegendes Heft enthält einen gedrängten Abriß der Elasticitäts- und Festigkeits-Theorie, welcher mit besonderer Berücksichtigung der Bedürfnisse des Bauwesens abgefaßt ist und vorzüglich auch den Balkenträgern eingehende Berücksichtigung schenkt. Mitgetheilte Tabellen und Diagramme erleichtern die bezüglichen Rechnungen. Diese Vorträge sind auf ein höher stehendes Publicum als Wenck's Baumechanik berechnet und werden auch den Brückenbauingenieur befriedigen.

Das Roheisen in Bezug auf seine Verwendung zur Eisengießerei. Für Fabrikanten, Gießereibeamte, Formermeister u. s. w. Von A. Ledebur, Hütteningenieur im Eisenwerk Gröditz in Sachsen. Mit 2 lithographirten Tafeln. Leipzig. Verlag von Arthur Felix. 1872.

In dieser Broschur werden die für die Verwendung des Roheisens zur Gießerei wichtigen Eigenschaften desselben mit großer Sachkenntniß behandelt und erprobte Anweisungen zur Wahl der passendsten Roheisensorten ertheilt, welche für jüngere Gießereibeamte, Hüttenleute u. s. w. von sehr großem Werthe sind und ihnen viel kostspieliges eigenes Probiren ersparen werden.

Die Kesselsteinbildung und die Mittel zur Verhütung derselben. Für Techniker und Besitzer von Dampfkesselanlagen bearbeitet von Ludwig Roth, Bergingenieur. Mit einer lithographirten Tafel. Berlin, 1872. Verlag von Rudolph Gärtner.

Gedrängte Uebersicht über die Nachtheile, welche die Bildung von Kesselstein verursacht, und über die bisher versuchten Mittel zur Verhütung der Kesselsteinbildung, nebst Erläuterungen über deren Wirkungsweise und die Art ihrer Anwendung.

Studien über die Wärmeverhältnisse des Eisenhohofenprocesses mit besonderer Berücksichtigung auf den hierbei geübten Einfluß des erhitzten Windes. Von Richard Åkerman. Aus Jern-Kontorets Annaler für das Jahr 1871 übersetzt und mit einem Vorworte begleitet von P. Tunner. Mit zwei lithographirten Tafeln. Leipzig. Verlag von Arthur Felix. 1872.

Eine Schrift, welche von P. Tunner der Uebersetzung

[illegible]

[illegible] zur Berechnung aller Querschnitte, sowie mit [illegible] Verlag. 1872.

[illegible]

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines. XXIII. Jahrg. 1871. Heft 11—14.

[illegible]

[illegible] — Die beschriebenen und abgebildeten [illegible] ... Die Heizfläche beträgt 34,4, die Rostfläche 1,05 □ Met., das Gesammtgewicht 444 Ctr., [illegible] 231 Ctr. auf [illegible] ... Steigung 1:38 ... 30 beladene Wagen mit 3315 Ctr. Bruttogewicht in 70 Secunden [illegible] ... 45 [illegible] per 1000 Meilen Centner, [illegible] Heizfläche begründet sein mag.

[illegible] — [illegible] Das Quadratmeter kam auf 23,3 Fl. zu stehen.

Schmitt, über die Stärke der Wasserleitungsröhren. — Auf Grund der in dem Berichte der Experten über die Wiener Wasserleitung enthaltenen Angaben construirt der Herr Verf. die Formeln, nach welchen in verschiedenen Städten die Röhrenstärken bestimmt worden sind, und vergleicht damit die von namhaften Autoren aufgestellten Formeln. Eine etwas auffallende Formel ist die in Glasgow benutzte, indem in derselben, der hydraulischen Stöße halber, die Druckhöhe um 2 Atmosphären höher angelegt wird.

Buchanan's [illegible]. — Unter dieser Bezeichnung wird ein Regulirventil verstanden, dessen Oeffnung und Verschluß durch eine [illegible] nach Art der Hähne bewirkt wird.

Kent's Wassermesser. — Beschreibung eines Wassermeßapparates für Hochdruck, dessen Construction zwar einfach ist, aber kaum die erforderliche Genauigkeit verbürgt.

Tunnel unter dem Detroitstrom bei Detroit

im Staate Michigan. — Der den Huronsee und Eriesee verbindende, sehr breite Detroitstrom, auf welchem lebhafte Schifffahrt betrieben wird, hemmte zeither die unmittelbare Verbindung der Michigan-Central und der Great-Western-Bahn, weshalb zwischen den Städten Detroit in Michigan und Windsor in Canada unter Leitung des Ingenieurs Chesborough ein Doppel-Tunnel unter dem Detroit hindurch getrieben werden soll. Vom Bahnhof der Michigan-Eisenbahn zu Detroit an senkt sich die Bahn bei 14325 Met. Entfernung vom Tunnel zunächst in einen Einschnitt, von wo an der Tunnel zweigeleisig erbaut wird, in 28040 Met. Entfernung eine kreisrunde Profilform erhält und dann unter dem Flusse in zwei eingeleisige 305 Met. lange Tunnel übergeht, die sich auf der Canadischen Seite in einem offenen Einschnitte von 800 Met. Länge wieder vereinigen, so daß nach weitern 500 Met. die Einmündung in die Great-Western-Bahn bei 3218 Met. Entfernung vom Bahnhofe Windsor erfolgt. Die im Lichten 4,723 Met. weiten, in 0,61 Met. starkem Ziegelgewölbe stehenden, beiden Tunnel werden in 15,240 Met. Abstand nebeneinander getrieben und unterteufen das Flußbett um mindestens 6 Met. Zwischen ihnen, und denselben vorausgehend, soll noch ein kleiner 1,523 Met. weiter Entwässerungstunnel getrieben werden.

Gasparin, Dichte, specifisches Gewicht und Cohäsion verschiedener Erdarten. — Oppermann's nouvelles annales auf 1870 enthalten hierüber verschiedene Angaben, die jedoch eine allgemeinere Geltung kaum haben dürften. Mit der Beschaffenheit der Erdarten variirt auch die zum Ausheben von 1 Cubikmeter Erde erforderliche Zeit, worüber nachstehende mittlere Erfahrungsdata mitgetheilt werden:

freie und leichte Erde . .	0,09	Stunden
gewöhnliche „ . .	0,90	„
vegetabilische „ . .	0,65	„
lockerer Sand	0,95	„
Torf und Schlamm . .	1,36	„
Thon oder Sand . . .	1,45	„

Salaba, über Wasserhaltungsmaschinen nach dem Sims-Kley'schen Systeme. — Ueber das genannte zweicylindrige Wasserhaltungsdampfmaschinensystem, welches in der Uebertragung des Woolf'schen Systems auf einfach wirkende Dampfmaschinen besteht, hat Herr Kley die ersten Mittheilungen im 6. Bande des „Civilingenieur" gegeben, die von Herrn Salaba aufgestellte Theorie desselben ist aber tiefer eingehend und daher ganz besonders zum Studium zu empfehlen, zumal die Behandlung dieses schwierigen Gegenstandes eine sehr interessante ist. Leider fehlen noch genügende praktische Erfahrungen über dieses System, dessen großer Vorzug in der bedeutenden Verminderung der bei einfachwirkenden Maschinen erforderlichen colossalen trägen Masse liegt.

Merz, Robert's continuirlicher Diffussionsapparat für Zuckerfabriken. — Abbildung und Beschreibung eines continuirlichen Auslaugungsapparates für Rübenschnitte, welcher eine bedeutende Ersparniß an Raum und Handarbeit gewährt und Säfte liefert, welche ohne weitere Abkühlung direct in den Gährbottig eingelassen werden können.

Staribacher, Rockwood's Beobachtungen über die tägliche Bewegung eines Thurmes in Folge der Sonnenwärme. — Diese Beobachtungen wurden an einem zu einem Observatorium bei der Scientific-School in New-Haven (Connecticut) bestimmten 90 Fuß hohen, an der Basis $16^1/_2$ Fuß im □ großen gemauerten Thurme in der Art angestellt, daß im Fußboden des 75 Fuß über dem Erdboden gelegenen Observatoriumzimmers zwei empfindliche Libellen unter rechtem Winkel zu einander und parallel zu den Seiten des Thurmes aufgestellt und die Abweichungen der Luftblasen 6 mal des Tages abgelesen und graphisch verzeichnet wurden. Man erhielt elliptische Curven, deren große Axe bei heitern Tagen 17, bei trüben nur 5 Secunden betrug, und berechnete daraus, daß die Spitze des Thurmes an klaren Tagen eine Abweichung um 0,037 Zoll erfährt, was den Thurm zur Aufstellung eines Meridianinstrumentes ungeeignet erscheinen ließ, während die durchschnittliche mittlere Aenderung von 1,2 Secunden pro Stunde auf die Beobachtung mittelst eines Aequatorialinstrumentes keinen merklichen Einfluß befürchten läßt.

Schwarz, über die Leistungen der Feldeisenbahnabtheilungen im Kriege. — Zusammenstellung der Leistungen dieser Corps im nordamerikanischen Kriege während der Jahre 1862 bis 1864, sowie im deutsch-französischen Kriege von 1870.

Lamezan, v. Diesbach's Torfausbeutungssystem. — Für die Verwerthung der großen Torflager Oesterreichs, welche diesseits der Leitha mindestens 50000 Joch (à 6400 □Met.) mit ca. 160 Millionen Cubikklaftern Torf, in Ungarn ca. 200 Millionen Cubikklaftern (à 8 Cubik-Met.) repräsentiren, besteht die Hauptaufgabe in der Auffindung einer guten Gewinnungs-, Bearbeitungs- und Trocknungsmethode, da condensirter und gehörig trockner Torf ein Brennmaterial giebt, welches in vielen Gegenden sehr wohl mit der Steinkohle zu concurriren vermag. Graf von Diesbach zu Freiburg in der Schweiz hat eine sehr rationelle Gewinnungsmethode angegeben, welche darauf basirt, daß in den Torflagern stets Wasser vorhanden ist, und daß der Torf am leichtesten zu gewinnen ist, wenn das Lager von der Wasserseite aus angegriffen wird. Ein 15 Met. langes, 3,5 Met. breites Schiff aus Eisenblech, welches an seiner Vorderseite eine Art Entervorrichtung zum Festlegen des Schiffes am festen Ufer besitzt, trägt eine Dampfmaschine und einen kolossalen Spaten, der durch Dampf getrieben bei seinem senkrechten Niedergehen die Torfmasse abschneidet und sie bei seinem Aufgange in einen auf dem Schiffe stehenden Trichter ausschüttet. Von hier gelangt die Torfmasse in einen Erweicher und in einen Mischapparat, aus welchem sie durch eine Pumpe in ein hochstehendes Bassin auf dem Schiffe gehoben wird. Die weitere Bearbeitung (Formung) und Trocknung erfolgt am Lande. 3 Männer und 2 Weiber stellen mit diesem Apparate in 100 Tagen 5000 Tonnen (à 2000 Pfund) verkäuflichen Torf her, welcher nicht in Schuppen, sondern unter einer leichten Decke von Stroh oder Schilf überwintern kann und nur halb soviel als Steinkohle kostet. Bei der Locomotivenfeuerung giebt er je nach Wunsch eine sehr rapide Hitze und bedarf keines Aufrüttelns. Die Asche ist als Düngmittel vortheilhaft zu verwerthen. Torfkohle ist wegen ihrer Reinheit in der Eisenindustrie sehr günstig. Bei der trockenen Destillation wird Photogen, Schmieröl, Paraffin, Asphalt, Creosot u. s. w. gewonnen. Man hat 6 bis 12 Cub.-Met. anstehenden Torf zu 1 Tonne trockenem condensirten Torf nöthig und von Letzterem sind 2 bis 3 Tonnen zur Erzeugung von 1 Tonne Torfkohle erforderlich.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1871. Band XV, Heft 9—12.

Werner, die Allen-Dampfmaschine. — Abbildung und Beschreibung einer Maschine dieses Systems hat der „Civilingenieur" im vorigen Jahrgange ebenfalls gebracht; vorliegende Abhandlung enthält aber auch die Berechnung und graphische Darstellung der Massenwirkungen, welche bei dieser Maschine besonders wichtig sind.

Springmann, die Luftschifffahrt auf ihrem heutigen Standpunkte. — Lavoisier hat bereits im Jahre 1783 darauf hingewiesen, daß die Vervollkommnung der Luftschifffahrt in der Beschaffung eines leichten und zugleich dichten Stoffes für die Ballons, in der Bereitung eines leichten, billigen und leicht darzustellenden Gases, in der Auffindung eines weder mit Gas-, noch Ballast-Verlust verbundenen Mittels zur willkührlichen Erhebung und Senkung des Ballons, endlich in der Möglichkeit der Steuerung desselben beruhe. Die ersten beiden Bedingungen können als genügend erledigt betrachtet werden; zur willkührlichen Hebung und Senkung hat Meunier ein mit dem Ballon entweder als kleinerer innerer Ballon, oder als Zwischenwand in demselben, oder als äußere Umhüllung zu verbindendes Luftreservoir vorgeschlagen, welches nach Bedürfniß mit Luft aufgeblasen, oder theilweise seines Inhalts entleert werden könnte. Dieses System ist versucht worden, aber nicht mit der gehörigen Vorsicht, so daß der Mißerfolg Nichts gegen seine Anwendbarkeit beweist. Ein anderes Mittel, welches von Joulie empfohlen worden ist, besteht in einem unter dem Ballon angebrachten eisernen Reservoir, in welchem mit Hilfe von Luftpumpen ein Theil des aus dem Ballon auszulassenden Gases aufgesammelt werden könnte, um diesen zu senken, und umgekehrt. Zur Steuerung der Luftschiffe wird sich die Schraube am besten eignen, es läßt sich aber leicht nachrechnen, daß eine Betriebskraft von ca. 170 Pferdekräften zur Erzeugung einer Geschwindigkeit oder zur Ueberwindung einer Luftströmung von 10 Met. für einen 20 Met. hohen kugelförmigen Ballon, welcher ca. 2100 Kilogr. schwer sein und 2700 Kilogr. Auftrieb besitzen würde, erforderlich wäre, während ein Motor von dieser Stärke ein viel höheres Gewicht als 600 Kilogr. besitzen würde. Nun wird allerdings bei geringerer z. B. 1 Met. Geschwindigkeit und bei Anwendung einer weniger Widerstand leistenden Form, z. B. einer länglichen und spitzzulaufenden Gestalt des Luftschiffes auch mit einer weit geringeren Betriebskraft zum Steuern auszukommen sein, aber es sind wenigstens noch keine praktischen Beweise für die Steuerbarkeit der Luftballons geliefert worden. Das Project von Dupuy de Lôme nimmt an, daß eine 8 Met. hohe, 140 Met. schwere Schraube durch 6 Arbeiter bewegt und dadurch in der Richtung der Axe ein Druck von 9,8 Kilogr. erzeugt werden soll, welcher genügen würde einen 3474 Cub.-Met. Leuchtgas fassenden, 2478 Kilogr. schweren und 154 □Met. Querschnitt bietenden fischbauchförmigen Ballon mit 2,22 Met. Geschwindigkeit pro Secunde fortzubewegen. Derselbe soll eine Meunier'sche Lufttasche von einem Inhalt gleich $^1/_{10}$ des Volumens des Ballons erhalten. Giffard führte einen ganz ähnlich eingerichteten Apparat, der mit einer kleinen dreipferdigen Dampfmaschine und einer 3,4 Met. hohen Schraube ausgerüstet war, wirklich aus und stieg im Jahre 1852 in Paris damit auf, berichtete auch sehr günstig über die Lenkbarkeit des Ballons, hat aber doch mit seinem Apparat nicht weiter operirt. Ein anderes cigarrenförmiges Luftschiff mit Steuerapparat construirte Rufus Porter und gab mit einem Modell desselben Productionen in Washington, die Ausführung im Großen glückte jedoch nicht. Ebenso wenig Erfolg hatten die Versuche von Mariott in Californien. Eine andere Art der Fortbewegung hat Dr. Andrews aus Perth Amboy angegeben, indem er einen floßartigen, aus nebeneinander befestigten wurstartigen Säcken gebildeten Ballon construirte, der durch ein verschiebbares Gewicht unter einem Winkel von 10 bis 20° schräg gegen den Horizont gestellt werden kann, so daß der Ballon beim Steigen zugleich vorwärts gedrängt wird. Dieser Apparat ist im Jahre 1863 probirt worden und hat sich insofern bewährt, als das Aufsteigen in schraubenförmigen Windungen ohne Anstoß mit ca. 50 Meter Geschwindigkeit vor sich ging.

Heinemann, Kesselexplosion in Remscheid. — Der explodirte Kessel, welcher noch 6 bis 8 Minuten vor der Explosion hinlänglich mit Wasser versehen gewesen sein soll, zeigte Spuren davon, daß einzelne Bleche rothglühend geworden waren; es wird hier versucht, die auffallend rasche Entleerung des Kessels von Wasser zu erklären.

Rieth, unterirdischer hydraulischer Aufzug. — An Stelle einer schwebenden Strecke wurde auf der combinirten Gottessegen-Grube bei Antonienhütte eine verticale Aufzugvorrichtung angelegt, welche eine Nettoladung von 10 Ctr. Kohlen in 15 Secunden 2,62 Met. hoch hebt. Die Gestelle mit den Fördergefäßen hängen an der Kolbenstange eines lothrecht darüber aufgestellten Treibecylinders, der durch eine ca. 420 Met. lange Röhrentour aus einem über Tage liegenden Sammelteiche gespeist wird. Es stehen zwei derartige Aufzüge nebeneinander und ihre Kolbenstangen sind rückwärts durch ein über eine Rolle gelegtes Seil verbunden, so daß das leere Gefäß beim Niedersinken als Gegengewicht dient. Für 600 Aufzüge in 10 Stunden, wodurch 6000 Ctr. Kohlen 2,62 Met. hoch gehoben werden, werden 25,5 Cub.-Met. Wasser verbraucht, welche dann durch die Wasserhaltungsmaschine zu Tage gehoben werden müssen, was 7,56 Sgr. kostet.

Nagel & Kämp, über Mehl-Sichtmaschinen. — Einige Berichtigungen zu der Abhandlung des Prof. Fink über denselben Gegenstand, auf welche aber Letzterer wieder zu repliciren für nöthig findet.

Referate über eiserne Dachconstructionen. — Angaben über die Dächer des Retorten- und Kohlenhauses der Eastburne Gaswerke, über eine Construction von Leturc & Baudet, über die Perronhalle zu Bucharest, den Wagenrevisionsschuppen des Potsdamer Bahnhofs zu Berlin, die Centralbahnhofshalle in Liverpool und das Kuppeldach des Locomotivschuppens zu Hannover.

Die Baumwollindustrie Europa's. — Statistische Angaben nach der Illustrirten Gewerbezeitung auf 1871.

Wasserhaltungsmaschinen der Ferdinand-Grube bei Kattowitz. — Doppelt wirkende Woolf'sche Maschine mit unten liegendem Balancier und schwerem Schwungrad. Kleiner Kolben 1,49 Met. Durchmesser und 2,5 Met. Hub, großer Kolben 2,12 Met. Durchmesser und 3,45 Met. Hub. Gegenwärtig, wo die Maschine blos einen Drucksatz mit 0,628 Met. Durchmesser und 105 Met. Steighöhe treibt, arbeitet

sie bei 11 Hüben mit halber Füllung im kleinen Cylinder und 2,39 Kilogr. pro □Centim.; später hat sie drei derartige Drucksätze zu bewegen. Für die Condensation ist eine besondere Dampfmaschine mit trockner Luftpumpe und eine zweite Reserve-Luftpumpenmaschine aufgestellt. Die Drucksätze, welche mit Glockenventilen und sehr weiten Steigrohren versehen sind, werden durch ein Gestänge aus 12,55 Met. langen, 0,390 Met. weiten, 20 Millim. starken Blechröhren bewegt. Als Kesselspeisepumpen fungiren zwei liegende direct wirkende Dampfpumpen ohne Schwungrad.

Fördermaschine bei der Gräfin Laura-Grube. — Liegende Zwillingsmaschine mit 0,6 Met. Kolbendurchmesser, 1,25 Met. Hub, 3,14 Met. hohen conischen Seilkörben und Gestellen à 13,2 Hektoliter Ladung, welche in 8 Stunden 8800 Hektoliter Kohlen fördert.

Doppeltwirkende Gebläsemaschine der Königshütte. — Zwei nebeneinanderstehende Balancirmaschinen mit gemeinschaftlichem Schwungrad, Ventilsteuerung, Expansion und Condensation. Dampfcylinderweite 1,3 Met., Gebläsecylinderweite 2,82 Met., Hub 2,93 Met., Pressung 0,25 bis 0,35 Kilogr. pro □Centim.

Dietrich, über Dampfpflüge. — Ein im pommerschen Bezirksverein gehaltener interessanter Vortrag, an welchen durch Herrn Töpffer noch Mittheilungen über neuere Erfahrungen mit diesen Maschinen und den Straßenlocomotiven, durch welche sie getrieben werden, angeknüpft werden.

Kretschmer, über stählerne Dampfkessel. — In Ermangelung genügender Erfahrungen über die Verwendung von Stahlblech zu Kesseln, Sieberöhren und dergl. ist noch Nichts Entscheidendes über die Vor- oder Nachtheile dieses Materials im Vergleich zu Eisenblech zu bemerken, doch scheinen die Vortheile nur gering zu sein.

Winkler, Theorie der Dampfstrahlpumpe. —

Heinemann, die Hydraulik als exakte Wissenschaft. — Angriffe gegen die übliche Theorie und Aufstellung neuer Ideen, welche schwerlich die ersteren verdrängen werden.

Pneumatisches Gründungssystem von Gebr. Klein, Schmoll & Gärtner. — Dieses bereits bei den Donaubrücken zu Steyeregg, Mannshausen und Nußdorf verwendete Gründungssystem ist mit weniger Luftverlust verbunden, als das bei der Rheinbrücke zu Kehl benutzte pneumatische System, weil die Röhre mit dem Baggerapparat nicht mit der äußern Luft in Verbindung steht, das bis in die Luftschleuße gehobene Material vielmehr durch einen Auswerfer in besondere Behälter an der Luftschleuße geschüttet wird, welche so lange, bis sie voll sind, nach außen geschlossen sind und nach innen offen stehen, wenn sie aber gefüllt sind, innen geschlossen und nach außen geöffnet werden.

Bergbau-, Hütten- und Salinenbetrieb des Zollvereins im Jahre 1869. — Statistische Notizen aus der „Berg- und hüttenm. Zeitung" auf 1871.

v. Reiche, Kesselexplosion in Remscheid. — Ueber diese, bereits weiter oben erwähnte Explosion wird noch bemerkt, daß sie wohl zu verhüten gewesen sein würde, wenn das Feuer unter dem Kessel entfernt worden wäre, daß Kessel, bei denen dies nicht möglich ist, höchst gefährlich seien, daß aber der mit der Entleerung einer Selterswasserflasche zu vergleichenden plötzlichen Entleerung eines Kessels auf keine Weise vorzubeugen sei.

Sommeiller's Gesteinsbohrmaschine. — Gute Zeichnungen dieser Maschine und der zugehörigen Luftcompressionspumpe. Beide weichen wesentlich von der älteren, im 9. Bande des Civilingenieur mitgetheilten Construction ab.

Wiman, Warmwasserheizung des Schulgebäudes in Westerwik. — Beschreibung dieser Centralheizung mit zwei Tafeln.

Schuchart, Indicatorversuche an Walzenzugsmaschinen. — Ueber diese, noch nicht abgeschlossene, Abhandlung wollen wir hier mittheilen, daß sie Diagramme von horizontalen Dampfmaschinen für eine combinirte Luppen- und Grobwalzwerksstraße, für ein Luppen- und Blechwalzwerk, für ein Drahtwalzwerk nach englischem System, für ein Grob- und Universalwalzwerk, sowie für eine Feinstraße enthält, auch sind dieselben berechnet und die den verschiedenen Arbeiten entsprechenden Pferdestärken beigefügt.

Wertheim, über die Wiener Wasserleitung. — In Vertheidigung gegen die vielen erlittenen Angriffe bemerkt Herr Wertheim, daß er bei Dimensionirung der Röhren für die Wiener Wasserleitung es für seine Schuldigkeit gehalten habe, nicht gedankenlos dem Herkommen zu huldigen, daß sich auch bei der Probe der angelieferten Rohre von 0,95 Met. Weite eine Wandstärke von 13 Millim. unter 20 Atmosphären Druck vollkommen bewährt habe, daß einige verunglückte Rohrstrangproben die Unzulänglichkeit der Rohrconstruction keineswegs bewiesen, da auch vollkommen gelungene und zwar bei den größten Durchmessern vorhanden seien, daß der Ausspruch der Wiener Experten im Grunde nur darauf hinauslaufe, es gäbe Formeln, welche auf größere Wandstärken führten, daß dagegen das Gutachten der vom Verein der deutschen Gas- und Wasserfachmänner delegirten Experten eine Erhöhung der Wandstärken für nicht nothwendig befunden habe, endlich daß verschiedene namhafte Wasseringenieurs den gegebenen Röhrenstärken vollständig beipflichteten.

Phosphorbronce. — Die von Montefiore und Künzel verfertigte Legirung von Bronze mit Phosphor, welche sich durch roth-goldne Farbe und stahlähnlichen Bruch auszeichnet, besitzt eine bedeutende Härte, große Dünnflüssigkeit, eine um 80 Proc. höhere Elasticität und eine um 170 Proc. höhere Festigkeit als gewöhnliche Bronze, scheint zu Kanonen und Handwaffen geeigneter als Gußstahl, ist ein vorzügliches Lagermetall, widersteht der Oxydation vorzüglich und besitzt endlich einen sehr hellen Klang.

Hasenclever, über Kesselstein. — Nach den Erfahrungen des Herrn Verf. sind die meisten Kesselsteine aus kohlensaurem und schwefelsaurem Kalk zusammengesetzt. Letzterer wird durch Chlorbarium und Soda zersetzt, das Zersetzungsmittel muß aber in genügender Menge vorhanden sein. Bei Anwendung von Chlorbarium ist weder die Ueberreißung dieses Salzes, noch des sich bildenden Schlammes in die Dampfmaschine zu befürchten.

Einfluß der Kälte auf die Festigkeit von Eisen und Stahl. — Obwohl die englischen Versuche, bei denen Drähte, welche auf einen Theil ihrer Länge mit Eis gekühlt waren, starken Belastungen ausgesetzt wurden, einen Einfluß

der Kälte nicht nachgewiesen haben, so scheint doch die Häufigkeit der Bandagenbrüche im Winter, sowie die Leichtigkeit, mit welcher abgekühlte Gußstahlaxen unter dem Fallwerk brechen, dafür zu sprechen, daß stark abgekühltes Eisen und Stahl den Stößen weniger Widerstand zu leisten vermag, als warmes.

Unterirdische Fördermaschinen. — Zu diesem Zwecke werden vielfach kleine Wassersäulenmaschinen angewendet, welche sogar fähig sein sollen, mit Expansion zu arbeiten, indem dem Wasser durch besondere Luftpumpen atmosphärische Luft in großer Menge beigemengt werde. Auf Zeche Franziska sind zum Betrieb von Bremsbergen zweicylindrige Wassersäulengöpel aufgestellt mit Kolbensteuerung und Windkessel ohne besondere Sicherungsvorrichtung gegen die Stöße. Nach Stuckenholz sollen Ramsbottom und Armstrong bei ihren rotirenden Wassersäulenmaschinen 31,4 Met. Kolbengeschwindigkeit zulassen, während obige Maschinen nur 7 Met. erhalten haben. Auch Luftdruckmaschinen werden häufig angewendet und verdienen insofern den Vorzug, als sie den Wetterzug befördern. Dampfmaschinen geben eine bessere Nutzleistung und können ohne erheblichen Dampfverlust mit 600, 800 Met. langen gut verpackten Leitungen aus über Tage aufgestellten Kesseln mit Dampf versorgt werden, dagegen ist die Aufstellung von Dampfkesseln in der Grube wegen der starken Erwärmung sehr nachtheilig.

Feska, Explosionen von Centrifugen. — Unter Bezugnahme auf ein in dieser Angelegenheit von Hrn. Professor Scheffler abgegebenes Gutachten stellt der Herr Verfasser verschiedene Bedingungen auf, denen genügt sein müsse, wenn häufigen Explosionen von Centrifugen vorgebeugt werden solle. Zunächst soll der Centrifugalcoefficient $\frac{c^2}{2gr}$ für Eisenblech nicht größer als 500 genommen werden, wenn die Umfangsgeschwindigkeit c, die Beschleunigung der Schwere 2g und der Halbmesser der Trommel r in Fußen rhein. gegeben sind, sodann sollen die Dampfmaschinen, welche die Centrifugen treiben, mit zuverlässigen Regulatoren zur Einhaltung der Geschwindigkeit versehen sein, ferner soll das zulässige Gewicht der Ladung normirt und Vorsorge dafür getragen werden, daß die Centrifugensiebe gut durchlässig bleiben, resp. öfters mit einem Strahl hochgespannten Dampfes ausgeblasen werden, endlich wird für die Zargen an Stelle des unzuverlässigen Löthens die Verbindung mit parallelen Nietreihen empfohlen.

Kleritj, Freifall-Seilbohrer. — Beschreibung und Zeichnung eines sinnreichen Seilbohrapparates mit Freifallstück und selbstthätiger Umsetzung des Meisels. Da eine faßliche Beschreibung dieses Apparates ohne Zeichnung zu geben nicht wohl möglich ist, wollen wir nur beifügen, daß sich dieser Apparat bereits im Großen bewährt hat.

Ziebarth, Bleiarbeit im Flammofen zu Engis. — Nach einem Bericht von Bouhy in den Annales des Mines, vol. XVII.

Kaiser, Formel für Kreisbogenlängen. — Bedeutet a die halbe Sehne, h die Pfeilhöhe, so findet sich die Bogenlänge b durch: $b = \sqrt{a^2 + \frac{4}{3} h^2}$. Diese Formel, welche auch für Parabelbögen anwendbar ist, giebt einen etwas geringeren Werth als die wahre Länge des Kreisbogens und einen etwas größeren Werth als den Parabelbogen. Für flache Bögen, bei denen $h \leqq \frac{a}{4}$, ist statt $\frac{4}{3} h^2$ besser zu setzen, $1{,}34\, h^2$, für größere Bögen bis zur Grenze $a = 2{,}4\, h$, statt dessen $1{,}36\, h^2$. Diese Formel läßt sich auch bequem construiren. Nimmt man nämlich $\frac{2}{3}$ der Pfeilhöhe in den Zirkel und schlägt damit um den Fußpunkt des Pfeils einen Halbkreis, setzt dann den Zirkel in dem Punkte, wo dieser Halbkreis die Sehne schneidet ein und schlägt mit seinem Durchmesser einen Bogen, welcher den Pfeil schneidet, so giebt die Gerade, welche aus diesem Schnittpunkte nach dem Ende der Sehne gezogen wird, die Länge des halben Bogens.

Hanacek, metrisches System für Zahnrädermodelle. — Wenn man für die Stichzahl oder den Zahnmodul m, welcher den Quotienten $\frac{D}{Z}$ aus der Zähnezahl Z in den Durchmesser D oder die Theilung t dividirt durch die Ludolph'sche Zahl π angiebt, eine ganze Zahl in Millimetern wählt, so hat man für den Durchmesser $D = mZ$ und für die Axendistanz A bei Stirnrädern $A = \frac{m}{2}(Z + z)$, und umgekehrt $m = \frac{D}{Z} = 0{,}3183 . t = \frac{2A}{Z + z}$. Zur Bestimmung der Zahndimensionen nimmt man am besten die Kopfhöhe $h_0 = m$, die Zahnwurzelhöhe $h_u = m + \sigma$, wenn der Spielraum $\sigma \geqq \frac{m}{4}$, die Summe der Zahndicken im Theilkreise $s_1 + s_2 = 3m$, wobei für Eisenräder beide Zahnstärken gleich, für Holzeisenräder die Stärke des Eisenzahnes $s_1 = h_0$ zu nehmen ist. Der Spielraum zwischen den Zähnen wird dann $t - (s_1 + s_2) = \pi m - 3m = 0{,}1416\, m$. Die Zahnbreite wird zwischen 6 bis 12 m etwa nach 4 Abstufungen (6 oder 8 für Krahnräder, 8 oder 10 für langsam gehende Transmissionen, 10 oder 12 für schnell gehende) zu wählen sein.

Ueber die Einwirkung der Kälte auf Eisen und Stahl. — Ueber diesen Gegenstand sind in der Manchester Literary and Scientific Society verschiedene Verhandlungen gepflogen worden. Brodbank hat mit vorsichtig hergestellten Gußeisenstäben aus verschiedenen Eisensorten Biegungsversuche angestellt, welche eine bedeutende und fortschreitende Abnahme der Tragkraft und Elasticität mit dem Sinken der Temperatur unter den Gefrierpunkt wahrnehmen ließen. Dagegen gelang es nicht, die Festigkeit des Schmiedeeisens in der Kälte festzustellen, indem sich die Stäbe unter der Belastung erwärmten. Wurden aber stark erkältete Eisenstangen oder Kesselbleche mit Hammerschlägen behandelt, so erfolgte der Bruch schon auf den ersten Schlag, während nach vorhergegangenem Erwärmen 10 und mehr gleich starke Schläge dazu nöthig waren. Fairbairn behauptet dagegen in seiner Abhandlung über die Eigenschaften von Eisen und Stahl in ihrer Anwendung zu Eisenbahnbetriebsmaterial, daß die Kälte wenig oder keinen Einfluß auf die Veränderung des Gefüges habe, nur bei beginnender Rothglühhitze verliere das Eisen fast die Hälfte seiner Festigkeit. Das Springen der Radreifen ist nach Fairbairn mehr auf die rohe Art und Weise des Reifenaufziehens zu schieben. Auch Joule's Versuche mit Draht, stählernen Nadeln und Nägeln bewiesen keinen schädlichen Einfluß niedriger Temperaturen. Aehnliche Resultate hat Peter Spence bei Biegungsversuchen mit genau gearbeiteten gußeisernen

Stäben erhalten, indem sich nämlich bei — 18° C. eine geringe Erhöhung der Festigkeit und größere Regelmäßigkeit des Bruchs zeigte. Freilich ist damit noch nicht bewiesen, daß erkältete Stäbe auch Stößen gleich gut zu widerstehen vermögen, und die Erfahrungen beim Eisenbahnbetrieb sind jedenfalls entscheidenderer Natur als die im Kleinen abgeführten Versuche. Eisen und Stahl sollten daher vor der Verwendung zu Eisenbahnbetriebsmaterial auf Härte, Gleichartigkeit und Widerstand gegen Stoß geprüft und dem weichen Stahl der Vorzug vor dem Schmiedeeisen eingeräumt werden.

Ueber Gesteinsbohrmaschinen. — Wenn die Verwendung comprimirter Luft zum Betrieb von solchen und andern Maschinen auch an sich nicht eben vortheilhaft genannt werden kann, so ist ihre Verwendung für bergmännische Zwecke doch wegen der dabei gewonnenen Verbesserung der Ventilation sehr zu empfehlen. Unter den Luftcompressionsmaschinen sind die zuerst am Mont-Cenis angewendeten mit Wasserkühlung die am meisten verbreiteten, da selbst die besten trockenen Pumpen durchschnittlich 10 Procent mehr Windverlust zeigen, doch können sie nicht gut mit mehr als 0,78 Met. Geschwindigkeit arbeiten, während trockne Pumpen 1,25 Met. Kolbengeschwindigkeit vertragen. Höhere Luftspannungen als 3 bis 5 Atmosphären sind nicht vortheilhaft. Von Gesteinsbohrmaschinen sind neben der Sommeiller'schen, besonders die durch Sachs und Döring verbesserten Schumann'schen zu nennen, welche besonders von Sievers & Co. zum Preise von 225 und 450 Thlr. geliefert werden. Bei der Döring'schen, später von Osterkamp in Eschweiler verbesserten Construction erfolgt die Steuerung und Umsetzung des Bohrers durch einen besonderen Hilfskolben, was aber zu häufigeren Störungen Anlaß giebt, als die von Sachs angewendete Hebelübersetzung. Letztere Maschinen werden auch selbstthätig in dem Maaße, wie das Bohrloch tiefer wird, vorgeschoben, was bei der Osterkamp'schen Bohrmaschine per Hand geschehen muß. Sie bohrt bei 300 bis 350 Schlägen pro Minute in rheinischem Schiefer 78 bis 105 Millim. Loch und arbeitet bisweilen 14 Tage ununterbrochen. Bezüglich des Luftverbrauchs ist zu bemerken, daß die Döring'sche Maschine mit 2,25 Kilogr. Druck pro □Centim. 270, die Osterkamp'sche mit 2 Kilogr. Druck 210 und die Sachs'sche Maschine mit 1,5 Kilogr. Druck 410 Schläge thut. Zu letzterer Bohrmaschine ist von Steinforth in Mechernich ein festes, einfaches, wenig Raum einnehmendes und das Arbeiten in jeder Richtung gestattendes Gestell construirt worden; bei sehr beschränktem Raume arbeitet sie aber auch mit dem ursprünglichen Gestelle sehr gut und bei Schachtabteufen, wozu sie sich ganz besonders eignet, kann sie vom Arbeiter selbst gehalten werden. Verschiedener Art sind die Maschinen von Leschot und de la Roche Tolay, welche auf der abschabenden Wirkung eines mit schwarzen Diamanten besetzten rotirenden Hohlbohrers beruhen, und wovon Letztere durch Wasser getrieben wird; es fehlt aber noch an Erfahrungen über dieses System.

Verdampfungsversuche mit Field- und Cornischen Kesseln. — Auf der Paulus-Grube wurde ermittelt, daß ein Fieldkessel von 22 □Met. Heizfläche 8 Kilogr. Würfelkohle pro stündliche Pferdekraft oder 115 Kilogr. Kohle pro □Met. Rostfläche und Stunde verbrauchte, ein Cornwallkessel aber mit 80 □Met. Heizfläche und 3,02 □Met. Rostfläche pro Kilogr. Kohle 6,3 Kilogr. Wasser von 17° R. verdampfte, oder 30 Kilogr. Dampf pro □Met. Heizfläche erzeugte bei 12,5 Kilogr. Kohlenbrauch pro □Met. Rostfläche. Ein im Feuerrohr mit 34 Field'schen Röhren versehener Cornwallkessel, dessen Heizfläche durch diese Röhren um 21,71 Procent erhöht worden war, gab anfangs auch eine um 22 Proc. größere Verdampfung und 16,6 Proc. Kohlenersparniß, doch trat nach 17 Monaten Gebrauch durch Kesselsteinansatz eine so starke Verminderung ein, daß die Verdampfung fast um ebensoviel geringer ausfiel, als sie vor Einsetzung der Field'schen Röhren gewesen war.

Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten Vereines. XXIII. Jahrg. 1871, Heft 15—18.

Merz, der Centralbahnhof der österreichischen Staatseisenbahn-Gesellschaft in Wien. — Der mit Hilfe von 5 Tafeln dargestellte Centralbahnhof der österr. Staatseisenbahngesellschaft in Wien ist eine nothwendige Folge der Verbindung, welche zwischen den beiden ursprünglichen Linien dieser Gesellschaft, nämlich der Brünn-Bodenbacher und Marchegg-Baziaser Linie, durch die Bahn Marchegg-Brünn über Wien hergestellt worden ist, und liegt auf einem theilweise bereits vom Raaber Bahnhofe eingenommenen, östlich von der Arsenalstraße, westlich vom Bezirk Wieden und nördlich von der Verbindungsbahn begrenzten, etwa 600 Met. breiten, 1800 Met. langen Terrain. Dieser Bahnhof bietet eine Personenhalle von 6670 □Met. Fläche, Vorhallen von 890, Wartesäle von 678, Restaurationsräume von 1053, Gepäckhallen von 1257, Aborte von 275, Bureauräume von 1540, Depots und Diensträume von 746, Eilgutmagazine von 715, Postlocalitäten von 526 □Met. Fläche u. s. w.

Schlesinger, Bemerkungen zum Pothenot'schen Problem. — In der Höltschel'schen Monographie über dieses Problem ist die von Grunert angegebene indirecte Lösung besonders empfohlen, zu welcher die Auffindung eines Hilfspunktes erforderlich ist, der aber nur durch den schiefen Schnitt zweier Graden bestimmt wird. Der Herr Verf. zeigt einen höchst einfachen und elementaren Beweis für die Richtigkeit der Grunert'schen Methode und eine einfache und doch scharfe Bestimmung des fraglichen Punktes. Ebenso werden die Lehmann'schen Sätze über die Lage des Orientirungspunktes zum Fehlerdreiecke in einfachster Weise bewiesen und schließlich für die Länge der Basis eines Fehlerdreieckes eine einfache Formel aufgestellt.

Schmitt, eiserne Barrièren der Orleansbahn. — Nach Oppermann's neuen Annalen ist es nach mehrfachen verunglückten Versuchen gelungen, Drehthore und Schiebebarrièren aus Gitterwerk herzustellen, welche allen Ansprüchen genügen. Der Rahmen der Drehthore ist aus einem Blechstreifen und zwei Winkeleisen gebildet, das Gitterwerk unter 45° Grad geneigt und ebenfalls aus Winkeleisen und Flacheisenstäben mit 0,354 Met. Maschinenweite hergestellt, im unteren Theile aber noch halbirt. Der Drehpfosten ist aus zwei, der Schlagpfosten aus einer alten Eisenbahnschiene gebildet, und wenn die Weite der Barrière 8 bis 10 Met. beträgt, so wird sie zweiflügelig gemacht. Die Schiebebarrièren sind in der Hauptsache ebenso construirt und laufen mittelst zweier 0,48 Met. hoher Räder in einer Brunelschiene; sie sind etwas schwerer als erstere Art von Barrièren aber auch dauerhafter.

Barker's hydraulische Patentbremse. — Um stets sofort einen hohen Druck zur Verfügung zu haben, ist dieser Brems mit einem Accumulator verbunden. Von den zwei Bremsklötzen jedes Rades ist der eine mit dem Boden des Druckcylinders verbunden, während der andere durch die Kolbenstange dieses Cylinders angedrückt wird. Das Betriebswasser wird durch Gummischläuche, welche von einer unter dem Wagen liegenden Hauptleitung ausgehen, in die Cylinder geführt, in welchen Spiralfedern derart angeordnet sind, daß sie bei Nachlaß des Druckes die Bremsklötze von den Rädern wieder abziehen. Sehr interessant ist die Einrichtung des an der Locomotive angebrachten Differential-Accumulators, beseitigt aber doch nicht die Bedenken, welche man gegen alle hydraulischen Bremsvorrichtungen des Winters halber hegen muß.

Fessel, Sägegatter von Normand & Nillus. — Dieses Gatter wird mit verhältnißmäßig kurzer Lenkerstange von oben betrieben, indem die Hauptbetriebswelle oberhalb desselben auf einem geschmackvollen gußeisernen Gestell ruht. Bemerkenswerth ist auch das Gatter, dessen Ober- und Untertheil aus Metall gefertigt und mit gezahnten Stahllamellen zum Einhängen der Sägeblätter versehen ist, während die Seitentheile durch schmiedeeiserne Röhren dargestellt werden. Zur Führung dienen gußeiserne Lineale mit metallenen Gleitblöcken. Die zu schneidenden Blöcke liegen nicht auf einem Wagen gewöhnlicher Construction, sondern es befindet sich in der Mitte des Gestelles nur eine einzige Zahnstange, deren obere Seite zahnartig eingekerbt ist, um das Holz festzuhalten. Letzteres wird durch ein mittelst einer flachgängigen Schraube zu näherndes eisernes Lineal angepreßt, welches sich um eine neben dem Gerüst gelagerte Welle dreht. Diese Gatter, mit denen Hölzer von 10 Met. Länge, 70 Centim. Breite und 80 Centim. Höhe bei 70 Centim. Hub, 30 bis 60 Centim. Vorschub und 145 Umgängen pro Minute geschnitten werden, und welche in 10 Arbeitsstunden 150 bis 300 lauf. Meter Schnitt liefern, geben einen untadelhaften Schnitt und sind sehr bequem in der Handhabung.

Closse, unterseeische Sprengungen mit Dynamit. — Nach den im Triester Hafen angestellten Sprengversuchen, wobei 1, 6, 7 und 8pfündige Blechpatronen in ca. 1 Met. Wassertiefe verwendet wurden, wirkt Dynamit auf die Unterlage mehr zerstörend, als zerklüftend, und es wird diese Sprengmethode hauptsächlich dadurch kostspielig, daß ein großer Theil des Sprengmittels nicht zur Wirkung kommt.

Röhrenwandstärken bei amerikanischen Wasserleitungen. — Mittheilung der in Chicago und St. Louis in dieser Beziehung angenommenen Normen bei 105 bis 1264 Millim. Röhrenweite.

Simon, Erfahrungen mit Fairlie's Locomotivsystem. — Eine von Fairlie für die Iquique-Bahn in Peru construirte Doppelbogie-Locomotive mit vier Cylindern à 38 Centim. Durchmesser und 56 Centim. Hub, mit 60 Tonnen Gewicht, welches auf zwei 6rädrige Gestelle vertheilt ist, wurde unlängst von englischen Ingenieurs in Bristol besichtigt und probirt. Sie passirte Curven von 50,57 Met. Radius mit größter Leichtigkeit und zeigte bei der Fahrt auf einer sehr unregelmäßigen und in sehr schlechtem Zustande befindlichen Strecke der Midlandbahn große Ruhe und Gleichmäßigkeit. Auch das von Fairlie entworfene leichte Betriebsmaterial erregte viel Interesse. Die Spurweite betrug theils 762, theils 1066, theils 1434 Millim. Wagen der letzteren Spurweite, welche 4,42 Met. lang, 2,21 Met. breit im Lichten sind, wiegen 45 Ctr. und tragen 7 Tonnen, diejenigen für 762 Millim. Spurweite sind 3,79 Met. lang, 1,89 Met. breit, wiegen 31 Ctr. und tragen 5 Tonnen. Bedeckte Güterwagen für 1066 Met. Spurweite von 4,58 Met. Länge, 2,21 Met. Breite und 1,83 Met. Höhe wiegen 55 Ctr. Um diese Wagen so leicht bauen zu können, ist zur Verminderung der Stöße ein neues Buffer- und Kuppelungssystem angewendet worden, indem die Wagen an jedem Ende nur einen Buffer mit starker Feder besitzen, welcher denjenigen des Nachbarwagens nahezu berührt, und indem die Wagen auch nur mit einer einzigen Kuppelungsstange versehen sind, welche mit der in einen Trichter endigenden Stange des folgenden Wagens durch einen eingeschobenen Keil verkuppelt wird. Auch in verschiedenen anderen englischen Werkstätten werden jetzt Doppelbogie-Locomotiven gebaut.

Becker, Carr's Disintegrator als Mahlmühle. — Bei den zur Zerkleinerung des Getreides bestimmten Disintegrators sind an den sich in entgegengesetzter Richtung drehenden Scheiben 14 concentrische Reihen von Stäben angebracht; der Weizen tritt durch eine Oeffnung nahe der Axe ein und gelangt durch die Centrifugalkraft fortgerissen und durch die Stäbe (ca. 1000 Stück) zerschlagen nach der äußern Peripherie, wo er als Mehl aufgefangen wird. Der bei Gibson & Walker bei Edinburg aufgestellte Apparat leistet stündlich 20 Quarter Weizen (58 Hektoliter), oder soviel als 25 Mahlgänge und das Product wird wegen seiner vorzüglichen Güte besser bezahlt als anderes Mehl. Nach Versuchen, welche von Mitgliedern der British Association daselbst angestellt wurden, braucht der Apparat bei der angegebenen Leistung und 400 Umgängen 145, bei 15 Quarters Leistung pro Stunde 123 und leergehend 63 indicirte Pferdekräfte, während eine gewöhnliche Mahlmühle pro verarbeiteten Quarter Weizen 10 Pferdekräfte braucht. Der Apparat braucht auch nur 3,6 bei 2,4 Met. Raum.

Schlesinger, Nivelliren mit Setzlibelle. — Wenn man kleine Nivellements mit Hilfe eines Maaßstabes ausführt, der nach der Libelle horizontal gestellt wird, verfährt man am besten so, daß das eine Ende des Stabes auf einen Punkt am Boden gelegt, das andere durch einen, etwas rückwärts von seinem Ende aufgestellten Stab getragen wird, und mißt die Höhe dieses Endpunktes über dem Boden mit Hilfe eines Lothes, dessen Schnur eine bestimmte Länge hat, und einer Marke an dem Maaßstabe, welche diese Länge angiebt.

Emerson's Schienenbiegvorrichtung — besteht aus einem leicht transportabeln, dreieckigen eisernen Gestell, in welches die Schiene so eingelegt wird, daß sie die Basis des Dreiecks bildet. An der Spitze befindet sich eine kurze Axe mit Excenter, durch welches eine starke Stange gegen die Schiene vorgeschoben wird, wenn die Axe mit Hilfe eines Hebels gedreht wird. Das Gewicht eines Mannes am Hebel genügt zur seitlichen Biegung einer Schiene, die Biegung muß aber in regelmäßigen Abständen (etwa an 4 Punkten bei einer 24füßigen Schiene) vorgenommen werden.

(Schluß folgt.)

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

zu dem achtzehnten Bande des

Civilingenieur.

№ 4.

Literatur.

Theoretische Maschinenlehre. Von Dr. F. Grashof, Professor am Polytechnikum zu Carlsruhe. In vier Bänden. Erster Band: Mechanische Wärmetheorie, Hydraulik, Heizung. Mit in den Text gedruckten Holzschnitten. Erste Lieferung. Leipzig. Verlag von Leopold Voß. 1872.

Das mit dem vorliegenden, geschmackvoll ausgestatteten Hefte beginnende Werk wird, wie der Name seines Herrn Verfassers verbürgt, eine der bedeutendsten neueren Erscheinungen der Ingenieurliteratur werden. Im ersten Bande sind gewissermaßen vorbereitende Wissenschaften abgehandelt, im zweiten folgen die Maschinenelemente, Bewegungsmechanismen, Regulatoren und Instrumente zum Messen der Zeit, Kraft, Arbeit u. s. w., im dritten die Kraftmaschinen und der vierte Band wird die Arbeitsmaschinen (Locomotiven, Schiffspropeller, Fördermaschinen, Rammen, Pumpen, Gebläse) und Fabrikationsmaschinen (Hammer- und Walzwerke, Sägemaschinen und dergl.) behandeln. Eine, dem gegenwärtigen Stande der Wissenschaft entsprechende, mit allen Hilfsmitteln der niedern und höhern Analysis und theoretischen Mechanik durchgeführte Behandlung der Maschinenlehre, wie sie das vorliegende Werk bietet, fehlte zur Zeit noch gänzlich und wird Lehrern wie Studirenden an technischen Schulen, sowie allen wissenschaftlich gebildeten Technikern reiche Ausbeute gewähren, sodaß gewiß allerseits die Fortsetzung mit Spannung erwartet wird.

Das Röhrennetz der Wiener Hochquellen-Wasserleitung. Eine Denkschrift zur Abwehr der gegen dasselbe erhobenen Beschuldigungen verfaßt von Otto Wertheim, bisherigem Ober-Ingenieur dieser Wasserleitung. Leipzig. Verlag von Arthur Felix. 1872.

Der Herr Verfasser obiger Schrift, welcher nach der darin niedergelegten aktenmäßigen Darstellung ohne Schuld und nur in Folge von mancherlei Machination der Oberleitung der von ihm geplanten großartigen Wiener Wasserleitung enthoben worden ist, hat sich durch diese Schrift, welche natürlich zunächst der Vertheidigung seines Projectes und seiner Leitung desselben gewidmet ist, auch um die Wissenschaft ein Verdienst erworben, indem er sehr eingehend von der Bestimmung der Röhrenwandstärken und Röhrenstrangproben handelt. Für Techniker ist diese Schrift alsdann dadurch noch sehr lehrreich, daß sie das Gebahren der städtischen Behörden bei dergleichen Ausführungen und das Expertenwesen in das gehörige Licht setzt.

Der Locomotivführer und die Locomotive. Populäres Lehr- und Lesebuch für Locomotivführer und diejenigen Maschinisten, welche Locomotivführer werden wollen. Von J. W. Kretschmar, Obermaschinenmeister der Berlin-Stettiner Eisenbahn. Neu bearbeitet von J. Klövekorn, Ingenieur und Werkführer der Mecklenburgischen Eisenbahn. Dritte verbesserte Auflage. Berlin. Verlag von Theobald Grieben. 1872.

Wie bereits aus dem Bedürfniß nach wiederholten neuen Auflagen dieser Schrift geschlossen werden kann, ist dieselbe ganz zweckentsprechend verfaßt. Sie verschafft dem angehenden Locomotivführer ein besseres Verständniß seiner Maschine, unterrichtet ihn über die Pflichten seines Berufes und giebt ihm Anleitung für das beste Verhalten bei besonderen Vorkommnissen während der Fahrt. Locomotivführern ist demgemäß das Studium dieses Werkchens wohl zu empfehlen.

Jahrbuch über die Leistungen und Fortschritte auf dem Gebiete der praktischen Baugewerbe. Herausgegeben unter Mitwirkung von Baumeister Gottschaldt, Prof. an der Kön. höheren Gewerbschule und Baugewerkenschule zu Chemnitz, Baumeister und Civilingenieur Huck zu Berlin, Architekt Jähn, Lehrer an der Baugewerkenschule zu Höxter, Architekt Klette, Lehrer an der herzogl. Baugewerkenschule zu Holzminden, Dr. H. Zwick, Lehrer der Naturwissenschaften an der Königl. Gewerbschule zu Koblenz, Mitglied mehrerer gelehrter Gesellschaften. Redacteur: Dr. Herm. Zwick. Zweiter Jahrgang 1871. Leipzig, Carl Scholtze.

Es ist sehr erfreulich, daß das Jahrbuch für praktische Baugewerbe, welches wir voriges Jahr zum ersten Mal mit vieler Befriedigung begrüßten, festen Fuß zu fassen und alljährlich wiederkehren zu wollen scheint. Dasselbe liefert ausführlichere Referate über die neueren Erfahrungen und Forschungen über Baumaterialien, über neue oder verbesserte Constructionen, Anlagen und Maschinen im Gebiete des Bauwesens, über neue polizeiliche und gesetzliche Bestimmungen, welche den Baugewerken interessiren können, über neue Vorgänge im Vereinswesen und den Arbeiterverhältnissen, über die bautechnische Bildung und das Zeichnen u. s. w. Diesen durch Holzschnitte unterstützten Referaten, welche häufig das weitere Nachlesen ersparen, sind übrigens gewissenhaft die Quellen beigefügt, denen sie entnommen sind.

Jahrbuch der Erfindungen und Fortschritte auf den Gebieten der Physik und Chemie, der Technologie und

Mechanik, der Astronomie und Meteorologie. Herausgegeben von Dr. H. Hirzel, Professor an der Universität und H. Gretschel, Lehrer der Mathematik zu Leipzig. Siebenter Jahrgang. Mit 46 in den Text gedruckten Abbildungen. Leipzig. Verlag von Quandt & Händel. 1871.

Auch dieses ausgezeichnet redigirte Jahrbuch, dessen hauptsächlichste Bedeutung in dem Ueberblick über die neueren wissenschaftlichen Forschungen auf dem Gebiete der Astronomie, Physik und Chemie liegt, begrüßen wir wieder mit Freuden und bemerken, daß diesmal auch die technologische Abtheilung desselben einen größeren Umfang besitzt. Sehr reich besetzt ist leider der Nekrolog (auf 1870), der eine sehr schätzenswerthe Beigabe dieses Buches ist.

Das Buch der Erfindungen, Gewerbe und Industrien. Rundschau auf allen Gebieten der gewerblichen Arbeit. Herausgegeben in Verbindung mit Prof. Dr. H. Birnbaum, Prof. Dr. C. Böttger, Prof. K. Gayer, Ministerialrath Dr. W. v. Hamm, Prof. Fr. Kohl, Fr. Luckenbacher, R. Ludwig, Baurath Dr. O. Mothes, Prof. Dr. Regis, R. Richter, Julius Zöllner u. A. Zweiter Band. Die Kräfte der Natur und ihre Benutzung. Sechste, gänzlich umgearbeitete und stark vermehrte Auflage. Lieferung 13. bis 21. Mit vielen Ton- und Titelbildern, nebst mehreren Tausend Text-Abbildungen. Leipzig und Berlin. Verlagsbuchhandlung von Otto Spamer.

Wir beschränken uns hier darauf, den raschen Fortgang dieses vorzüglich ausgestatteten populären Werkes zu constatiren, da wir schon früher Gelegenheit hatten, über seine Tendenz und Behandlung ausführlicher zu berichten. Die vorliegenden Hefte handeln vom Metermaaßsystem, von Windmühlen und Schraubenschiffen, vom Hebel und Flaschenzug, Waagen und Aräometern, vom Pendel und der Centrifugalmaschine, vom Barometer und Manometer, vom Luftballon und der Luftschifffahrt, von der Luftpumpe und den pneumatischen Beförderungsmethoden, von hydraulischen Motoren, Pumpen und Feuerspritzen, vom Licht, von den Spiegelapparaten, vom Prisma und der Spectralanalyse, von der Camera obscura und den Linsen, vom Auge und Sehen, vom Stereoskop, Teleskop, Mikroskop, von der Electricität, vom Galvanismus und Elektromagnetismus, endlich von der Erfindung der Telegraphie.

Fabrikation, Prüfung und Uebernahme von Eisenbahn-Material. Ein Hand- und Hilfsbuch für Eisenbahn-Ingenieure, Maschinen- und Hütten-Techniker. Von Alphons Petzholdt. Mit Vorwort von Edmund Heusinger von Waldegg. Mit 27 Tafeln Abbildungen und 254 Holzschnitten. Wiesbaden. C. W. Kreidel's Verlag. 1872.

Mit vorliegendem Werke hat die technische Literatur eine sehr schätzenswerthe Bereicherung erfahren, indem die Herstellung des Eisenbahnmateriales noch vielfach als Geheimniß behandelt und erst wenig Gediegenes darüber veröffentlicht worden ist. Der Herr Verf., welcher langjährige Studien in dieser Branche zu machen in der Lage war, theilt hier seine gesammelten Beobachtungen und Erfahrungen in klarer systematischer Darstellung mit und hat dadurch ein Werk geschaffen, welches für Hüttenleute, wie Eisenbahn- und Maschinen-Techniker gleich belehrend und werthvoll sein wird. Dieses Werk zerfällt in vier Abschnitte, wovon der erste die Fabrikation der breitbasigen Schienen und des Schienenbefestigungs-Materials, ihre Prüfung und Uebernahme, Muster zu Contracten und Bedingnißheften, sowie die Fabrikation des Façon-Eisens, Telegraphendrathes und der Eisenbahnschwellen behandelt. Der zweite Abschnitt betrifft das Eisenbahnmaterial aus Blech, nämlich die Fabrikation, Prüfung und Vernietung der Brückenbleche, der Locomotiv- und Tenderträger, der Kesselbleche und Kessel, des Materials für Wasserstationen, sowie das Bohren und Lochen des Brückenmateriales. Im dritten Abschnitt wird die Fabrikation von Eisenbahnmaterial aus Schmiedeeisen abgehandelt, nämlich die Herstellung der schmiedeeisernen Räder, der Locomotivkolben und der Achsbüchsen, nebst Notizen über die Beschaffung im Großen. Endlich ist der vierte Abschnitt der Erzeugung des Bessemerstahles, der Fabrikation der Axen, Bandagen und Eisenbahnschienen aus solchem Stahl, den Bessemerstahlkesseln für Locomotiven und der Anfertigung solcher Tragfedern gewidmet auch die Combination der Chargen für Bessemer-Betrieb auf der Seraingter Hütte näher entwickelt. Der Atlas enthält 27 schön gezeichnete Tafeln mit vielen in natürlicher Größe dargestellten Walzencalibern. Das Format des schön ausgestatteten Werkes ist dasselbe, wie bei dem Heusinger'schen Handbuch für specielle Eisenbahntechnik, von welchem es übrigens völlig unabhängig ist.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines. XXIII. Jahrg. 1871. Heft 15—18. (Schluß.)

Veränderung der Spurweite auf der Ohio-Mississippi-Eisenbahn. — Die im Jahre 1857 mit 6füßiger Spurweite eröffnete Ohio-Mississippi-Bahn ist in unglaublicher kurzer Zeit auf die gewöhnliche Spurweite von 4 Fuß 9 Zoll reducirt worden, obgleich ihre Länge 340 Miles beträgt und ihr Material 87 Locomotiven und 1500 Wagen umfaßt. Man ging damit in der Art vor, daß zuerst in den Curven das neue Geleise innerhalb des alten gelegt, auf den Schwellen für die zu verschiebende Schiene vorgerichtet, das innere Nägelpaar eingetrieben und an jeder zweiten Schwelle die Befestigung der alten Schienen herausgezogen wurde, dann wurden auf einen bestimmten Tag 2500 Arbeiter commandirt, in Rotten à 7 Mann eingetheilt, von denen jede eine Mile Bahn zugewiesen erhielt, und von denen 5 eine Section bildeten, und diese mit Tagesanbruch längs der Bahn der Art vertheilt, daß sie von beiden Enden jeder Section nach der Mitte zu vorrückten. Ein Theil der Arbeiter zog die Nägel heraus, die Nachfolgenden schoben die Schienen an die bereits eingetriebenen inneren Nägel, wieder Andere trieben die äußeren Nägel ein und befestigten die gelösten Laschen wieder, sodaß bereits um 11 Morgens die Umänderung vollendet war.

Nördling, über Entfernung der Wasserstationen. — Ableitung einer Formel zur Bestimmung derjenigen Entfernung, in welcher bei gegebenen Steigungsverhältnissen Wasserstationen anzubringen sein würden, wenn hierbei nicht noch eine Menge andere Rücksichten zu nehmen wären.

Engel, 8pferdige Dampfmaschinen für Druckereien. — Anordnung mit dreieckigem Gestell für die beiden zusammenarbeitenden Dampfcylinder, deren Kolbenstangen an denselben Kurbelzapfen angreifen, und deren Dampfschieber durch ein gemeinsames Excenter getrieben werden.

v. Ruppert, Eisenbahnviaduct im untern Prater bei Wien. — Eine sehr geschmackvolle schiefe Brücke, deren Fachwerksträger auf Säulengruppen ruhen und durch eine ornamentale Zinkblechverkleidung dem Anblick vollständig entzogen sind, so daß man eine reich verzierte Bogenbrücke vor sich zu sehen glaubt.

Fölsch, Bau und Betrieb amerikanischer Eisenbahnen. — Zu Anfang 1871 besaßen die Vereinigten Staaten 11840 deutsche Meilen Eisenbahn, wovon im Jahre 1870 1360 Meilen entstanden waren. Von Seiten der Regierung ist Bau und Betrieb von Eisenbahnen möglichst erleichtert, wird wie jedes andere Geschäft betrachtet und keiner Controle unterworfen, nur die Haftpflicht bei Unglücksfällen und die hochbemessenen Entschädigungen sichern einigermaaßen gegen Mißbräuche. Auf die Tracirung der Bahnen wird viel Studium verwendet; im offenen Terrain sind Steigungen von 1:100 und Curven von 475 bis 632 Met. Radius, im Gebirge Steigungen von 1:50 bis 1:40 und Radien von 190 bis 250 Meter zu beobachten. Wo der Verkehr erst noch zu schaffen ist, baut man möglichst wohlfeil, eingeleisig mit hölzernen Brücken und Viaducten, hölzernen Gerüsten statt der Dämme u. s. w. Derartige Viaducte, die übrigens sorgfältig construirt sind, kommen in Längen von 284 bis 380 Meter und bis zu 38 Met. Höhe in ziemlich scharfen Curven vor, werden aber gewöhnlich mit verminderter Geschwindigkeit befahren. Bei definitiven eisernen Brücken finden sich sehr bedeutende Spannweiten, z. B. bei der Cansas-Citybrücke über den Missouri 63 bis 79, bei der Brücke über den Mississippi bei Quincy 114 Meter. Die Schienen wiegen 17 bis 18 Wiener Pfund pro Fuß, erhalten auf je 2 Fuß Länge eine Schwelle und sind im Uebrigen in gewöhnlicher Weise befestigt. Gebäude, Wasserstationen, Drehscheiben sind meist von Holz. Bewachung von Uebergängen, Absperrschranken, Bahneinfriedigungen und dergl. giebt es nicht, beim Fahren eines Zuges durch die Straßen großer Städte wird aber eine Glocke geläutet. Die Schwellen sind oft nur halb eingeschüttet, die Planie und die Böschungen nicht im Mindesten gepflegt, die Sicherheit des Betriebes liegt daher lediglich in der vorzüglichen Construction der Fahrbetriebsmittel. Die Einrichtung, daß die Locomotiven 2 Paar nahe an einander gerückte Triebräder und vorn auf Truckgestell ein Paar kleine Laufräder besitzen, giebt der Maschine eine große Stabilität und gestattet das Durchfahren der schärfsten Curven. Zu demselben Zweck sind auch die 15,8 bis 18,9 Met. langen Personenwagen vorn und hinten mit sechsrädrigen Truckgestellen versehen. Die Fahrgeschwindigkeiten sind in der Regel mäßige. Wegen des sehr knapp bemessenen Personals sind oft alle von der currenten Bahn ausgehenden Wechsel mit Vorhängeschlössern festgestellt und müssen erst vom Zugführer verstellt werden. Die Einnahmen sind in Folge der Concurrenz z. Th. sehr niedrig trotz des sehr starken Verkehres, bezüglich der Tarife herrscht vollständige Freiheit und die Bahnen suchen durch Fusion Monopole für die Verfrachtung zu erzwingen, erliegen aber immer rasch wieder der Concurrenz. Die Behandlung des Passagiergepäckes ist sehr zweckmäßig. An jedem Stück wird eine Blechmarke mit Nummer und Bestimmungsort mittelst eines Lederriemens befestigt und dem Eigenthümer das Duplicat der Marke (Check) ausgehändigt. Gewogen wird nur selten, Uebergewicht nie berechnet und die Vergütung nicht nach dem Gewicht berechnet. Vor der Ankunft an der Station werden die Reisenden gefragt, ob sie das Gepäck auf eine andere Bahn oder ins Hotel geschickt haben wollen, und es werden dafür neue Checks ausgegeben. Auch beim Lösen der Billets besteht darin eine große Annehmlichkeit, daß die Fahrkarten in zahlreichen Bureaux in der Stadt, sowie in größeren Hotels verkauft werden, wobei zugleich Unfallsversicherungen geschehen können. Fahrpläne sind jederzeit unentgeldlich zu bekommen und häufig mit Karten und Ansichten ausgestattet. Ausgezeichnet bequem sind die Pullmann'schen Schlafwägen und Hotelwägen, welche schon auf ca. 4000 Meilen Bahn eingeführt sind.

Schmitt, über Futtermauern. — Auf Grund der von Rebhann veröffentlichten Tabellen wird die empirische Formel

$$B = 0{,}46\,H\left[0{,}44 + 0{,}4\,.\,v^2 - 0{,}31\,r + 0{,}12\sqrt{\frac{h}{H}}\right]\operatorname{cotg}\varphi\sqrt{\frac{s\,g_1}{g_2}}$$

aufgestellt, in welcher B die untere Stärke der Futtermauer, H die Höhe derselben, h die Höhe, um welche sich das Erdreich über die Mauerkrone erhebt, v die vordere, r die hintere Böschungsanlage der Mauer, φ den natürlichen Böschungswinkel des Erdreichs, g_1 das specifische Gewicht des Erdreichs, g_2 dasjenige des Mauerwerkes, s den Sicherheitscoefficienten bedeutet. Diese Formel läßt sich durch gewisse Annahmen noch wesentlich vereinfachen.

Leuschner, Hydrodynamometer. — Ein sehr sinnreiches Hydrometer, welches auf der Messung des hydrodynamischen Druckes oder Stoßes des fließenden Wassers beruht. Es besteht aus einem Würfel, an welchem zwei gegenüberstehende Flächen mit elastischen Platten versehen sind, und welcher einen Zeigerapparat enthält, durch den jede kleine Biegung der beiden unter sich durch einen Stab verbundenen Platten deutlich erkennbar gemacht wird. Wird nun dieser Apparat in einen Strom getaucht, so erfährt die vordere, gegen die Strömung gerichtete Platte den Stoß und statischen Druck, die hintere Platte blos letzteren und die Differenz entspricht dem doppelten Stoße. Zur Aufzeichnung der Durchbiegung der Platten ist ein selbstregistrirender Apparat vorgesehen. Die Justirung müßte durch Vergleichung mit andern Hydrometern bewirkt werden. Leider ist das Instrument noch nicht ausgeführt und in der Praxis versucht worden.

Die pneumatische Depeschenbeförderung. — Nach einem Vortrage von Siemens in London liegen daselbst 6890 Yards Röhren zu Verbindung der Fleet-Street- und West-Strand-Office. Diese Röhren bestehen aus 5,9 Meter

langen, 79 Millim. weiten gezogenen schmiedeeisernen Röhren mit Curven von 3,6 Met. Radius, welche in zwei Strängen unmittelbar nebeneinander, 0,3 Met. tief unter dem Pflaster gelegt sind. Der ununterbrochen darin circulirende Luftstrom wird durch eine im Keller der Central-Telegraphenstation aufgestellte Luftpumpe erzeugt. Auf jeder Station befindet sich eine Empfangs- und zwei Aufgabe-Vorrichtungen, bestehend aus zwei kurzen nebeneinander befestigten und in einem Rahmen verschiebbaren Röhren, welche luftdicht in die Hauptleitung eingeschoben werden können, und wovon die eine (die Empfangröhre) mit einem Boden versehen ist, während die andere, in welche die abzusendenden Depeschen eingelegt werden, beiderseits offen ist. Die Depeschen liegen in mit Filz oder Leder überzogenen Cylindern von Guttapercha, Papiermaché oder Weißblech und sind etwas schwächer, als die Röhren. Bei 7 Pfd. Druck pro □Zoll am einen und 11 Zoll Vacuum (Quecksilbersäule) am andern Ende bewegen sie sich mit vier deutsche Meilen Geschwindigkeit pro Stunde. An Stelle der die Luftpumpe betreibenden Dampfmaschine wird jetzt ein sogenannter Exhaustor, d. h. ein dem Giffard'schen Injector ähnlicher Apparat angewendet, bei welchem durch einen Dampfstrahl die Luft aus den Röhren angesogen wird. Da die Geschwindigkeit des Luftstromes, wie die Quadratwurzel aus dem Rohrdurchmesser wächst und wie die Quadratwurzel aus der Länge der Rohre abnimmt, so kann durch Anwendung weiterer Röhren die Beförderung auf größere Längen mit gleicher Geschwindigkeit erzielt werden.

Rottmayer, die schmalspurige Eisenbahn Lambach-Breitenschützing. — Um die Umladung der in Breitenschützing der Lambach-Gmundener Bahn zugehenden Braunkohlenwagen zu vermeiden, ist auf der breitspurigen Bahn ein dritter Schienenstrang eingelegt worden.

Dampfkesselregulativ. — Gesetz über die Erprobung und periodische Untersuchung der Dampfkessel vom 7. Juli 1871.

Zeitschrift für Bauwesen. Jahrgang XXII, 1872, Heft 1 bis 3.

Ueber Pegelbeobachtungen — hat das preuß. Ministerium für Handel, Gewerbe und öffentliche Arbeiten eine Instruction erlassen, deren Hauptpunkte folgende sind. Die Bezirks-Bauinspectoren oder Baumeister haben in jedem Jahre wenigstens einmal, sowie nach Reparaturen, die Höhenlage der Pegel gegen ihre Festpunkte zu revidiren, auch die Richtigkeit des Maaßes und den lothrechten Stand zu prüfen und die Resultate in der Jahrestabelle zu vermerken. Neben den bisherigen Pegeln werden solche mit metrischer Theilung aufgestellt, an denen Fünftel des Decimeters markirt sind. Bei geringem Fluthwechsel sind die Wasserstände täglich Mittags zwischen 11 und 1 Uhr, sowie etwaige Maxima und Minima bei Eisgängen, Gewitterregen und dergl. zu notiren, bei stärkerem Fluthwechsel täglich ein Hochwasser und ein Niedrigwasser unter Angabe der genauen Zeit. Die Controle liegt den Regierungs-Bauräthen, Bauinspectoren und Baumeistern ob. Ueber Eisgänge und Eisstände sind Angaben ihrer Dauer, über starke Regen, Schneefälle, heftige Winde Angaben ihrer Richtung, für Seehäfen fortgesetzte Notirungen der Richtung und Stärke der Winde (Windstille, mäßiger Wind, starker Wind, Sturm, Orkan), sowie der Richtung der Strömung (auslaufend, einlaufend) und der Tiefe des Seegatts oder Fahrwassers vor der Hafenmündung vorgeschrieben. Am Schlusse des Jahres sind Zusammenstellungen der monatlichen Summen der Wasserstände anzufertigen, die mittleren Wasserstände zu berechnen und davon Duplicate an die Kön. Regierung einzusenden.

Cremer, die neue Strafanstalt in Aachen. — Beschreibung dieses schön eingerichteten Gebäudes unter Beigabe von 6 Tafeln Zeichnungen. Von allgemeinem Interesse sind die Ventilations-, Abtritts-, Wasserversorgungs-, Wasch-, Koch- und Badeeinrichtungen.

Orth, der neue Berliner Viehmarkt sammt Schlachthausanlage. — 5 Tafeln und eine graphische Darstellung über die Zunahme des Verkehrs. Der Hauptraum, der Börsensaal, ist bei 56,28 Met. Länge und 12,55 Met. Tiefe mit einem Dach aus halbkreisförmigen Bohlensparren eingedeckt. Diese Sparren liegen 0,876 Met. entfernt, sind 0,235 Met. hoch und 0,105 Met. breit, bestehen aus drei Lagen Bretter und sind mit den untern Enden auf 0,282 Met. hohe, 0,235 Met. breite Sparrenschwellen aufgeklaut, welche in 3,51 Met. Abstand mittelst 5,65 Met. langer Anker in Binderpfeilern befestigt sind. Den Längenverband giebt die innere und äußere Schalung, sowie ein Netz von übers Kreuz gelegtem Bandeisen. Vor Errichtung dieses Daches wurde mit vier solchen Bögen, welche auf der einen Seite festgelagert, auf der anderen beweglich aufgestellt waren, in der Art ein Versuch angestellt, daß mit den Bogenfüßen horizontale Latten verbunden, diese aber in der Mitte mit 0,248 Met. Abstand von einem horizontalen 7,22 Met. langen Balken befestigt wurden, dessen Ende durch ein Gewicht gespannt wurde, um den Schub zu messen, welchen ein in der Scheitellinie der Bögen aufgebrachtes Gewicht erzeugte. Man erhielt bei 1500 Kilogr. Belastung im Scheitel 799, bei 2050 Kilogr. Belastung 1089,5 und bei 2600 Kilogr. Belastung 1380 Kilogr. Schub, und zwar weniger, als durch einen Winddruck von 1,83 Kilogr. pro Qu.-Centim. erzeugt wird, weshalb bei der Berechnung der Wandstärken und Verankerungen der Letztere zu Grunde gelegt worden ist. Ueber die Berechnung der flachen Kappengewölbe der Rindviehställe (ca. 1/5 Pfeilhöhe) werden ebenfalls Angaben mitgetheilt.

Blankenstein, die Wagner'sche Canalheizung in den Kirchen Leipzigs. — Bei diesem Heizsystem werden die Verbrennungsproducte von einer oder mehreren Feuerstellen durch gemauerte Canäle oder eiserne Rohre horizontal unter dem Fußboden der Kirchen bis zum Schornstein geleitet und die Wärmeabgabe geschieht vorzugsweise durch die in gemauerten, mit gußeisernen Gitterplatten abgedeckten Canälen unter den freien Gängen der Kirche liegenden eisernen Röhren, während die kalte Luft aus dem Raume unter dem Bretterfußboden angesogen wird. Die Heizöfen bestehen aus zwei nebeneinanderliegenden Feuerräumen, in welche die Kohlen abwechselnd aufgegeben werden, und welche in überwölbten, gemauerten Räumen nach Art der Luftheizungskammern liegen. Die erwärmte Luft steigt durch Ausströmungsöffnungen im Gewölbe nach der Kirche und zur Zuführung kalter Luft dienen Canäle, welche vom Fußboden der Kirche nach der Sohle herabsteigen. In der Thomaskirche sind auf 1 □ Met. Heizfläche 157,9 Cubikm. Raum gerechnet und die größte Länge eines Canales beträgt vom Ofen bis zum Schornstein 78,16 Met. bei 43 Met. Schornsteinhöhe. Zur Anwärmung der

Schornsteine sind kleine Feuerungen erforderlich; die Ausräumung der Canäle und eisernen Röhren erfolgt nur einmal im Jahre mittelst Bürsten an langen Drähten. Man beginnt mit der Heizung bereits Tags vorher früh und unterhält das Feuer den ganzen Tag, mitunter auch noch die Nacht hindurch, feuert aber am Tage des Gottesdienstes selbst nicht, da an diesem Tage die Temperatur nur um 1 bis 2° sinkt. Es wird eine Wärme von 10° R. erreicht, was eine nur eben wahrnehmbare Luftströmung am Kopfe hervorbringt. Die Kosten der Heizung betragen bei zweimaliger Heizung pro Woche in mittleren Wintern 2 Thlr. 28 Sgr. pro 100 Cubikm. Luftheizung dürfte sich billiger stellen, ist aber weniger angenehm, da der Fußboden kälter bleibt und ein lebhafter kalter Zug von den Fenstern her erzeugt wird.

Schwedler, Dachconstruction zu einem Retortenhause. — Von dem hier beschriebenen und abgebildeten großartigen Charnier-Bogendache über ein Retortenhaus der Imperial-Continental-Gas-Association zu Berlin sind Kräftepläne und sonstige interessante Notizen mitgetheilt. Lichtweite 32,955 Met., Länge 58,7 Met., Höhe 16,477 Met. Radius der äußern Gurtung 22,911 Met., der innern 21,970 Met. Eindeckung mit gewelltem Zinkblech auf eisernen Pfetten. Entfernung der Binder 4,708 Met. Eigengewicht 76 Kilogr. pro □Met. eingedeckte Fläche, wovon $^{3}/_{5}$ auf die Eisenconstruction kommt.

Wiebe, neuere Strombauten in den Niederlanden. — Kurze Beschreibung der Arbeiten, welche seit 1850 in Ausführung sind, um den Neuen Merwede, welcher den Biesbosch durchschneidet, zu einem großen Hochfluth- und Schifffahrtswege auszubilden, sowie der Eisenbahnbrücke zwischen Moordyk und Willemsdorp mit 14 Oeffnungen à 100 Met. Lichtweite.

Zinreck, Mörtel aus der Berliner Gerichtslaube und von der Marienburg. — Ergebnisse der Untersuchung alter Mörtel von den genannten Bauwerken, wonach bei ersterem ein mittelguter Kalkmörtel und ein Gypsmörtel, bei der Marienburg aber vorzügliche Gypsmörtel verwendet worden sind. Die Gypssteine scheinen absichtlich zum Theil ungebrannt gelassen und gestoßen unter den gebrannten Gyps gemischt worden zu sein, so wie sich auch ein Zusatz von geringen Mengen Sand und Holzasche findet, welcher nur vortheilhaft sein kann.

Reglement für die Prüfung der Candidaten des Lehramtes an Gewerbeschulen vom 18. August 1871.

Spieker, Hebung des Reiterstandbildes Friedrich Wilhelm III. — Die Rüstung zur Hebung dieser 170 bis 180 Ctr. schweren Statue bestand aus vier starken gezimmerten Längswänden, welche bis zur Oberkante des Postamentes reichten und Eisenbahnschienen trugen, und aus der eigenlichen Hebevorrichtung, welche auf diesen Schienen lief. Die Statue hing an 4 Ketten, die oben in Schrauben endigten und durch Muttern mit Armsternen gehoben wurden; um aber jedem Unfall vorzubeugen, wurde unter die Statue untergebaut, wozu innerhalb der festen Rüstung vier mit Löchern zum Durchstecken von Bolzen versehene Doppelstiele angebracht waren. Auf die Bolzen wurden starke Querhölzer gelegt und auf diesen Keile unter die schwebende Statue untergetrieben.

Böthke, Hafenanlage der Porcellanmanufactur bei Charlottenburg. — Eine alte Mauer, welche das Ufer bildete und beibehalten werden sollte, ob sie gleich nur in der Linie des Niedrigwassers fundirt war, wurde dadurch gehalten, daß in 1,1 Met. Abstand von derselben eine Spundpfahlreihe und dicht an der Mauer eine zweite Spundwand gestoßen, dazwischen eine Baugrube ausgebaggert und bis zum niedrigsten Wasserspiegel mit Beton gefüllt, darauf aber eine steil geböschte, sich an die alte Mauer lehnende Ziegelmauer in Cement aufgeführt wurde. An einer andern Stelle mußte Pfahlrost geschlagen werden, dessen 7 Met. lange Pfähle bis 6 Met. unter Niedrigwasser einzutreiben und in zwei Reihen von 1,1 bis 1,25 Met. Theilung zu versetzen waren. Da zwei starke doppelt wirkende Schlauchpumpen zur Wassergewältigung nicht ausreichten, so wurde die Sohle mit einer Lage von fettem, zerhackten Hanf enthaltenden Beton gedichtet, und durch vier doppelt wirkende Pumpen bei äußerster Anstrengung die Gewältigung so weit bewirkt, daß Querholme und Rostbelag aufgebracht werden konnten.

Streckert, Brand eines Tunnelschachtes. — Bei Kowno auf der Eisenbahnlinie Eydtkuhnen-Petersburg befindet sich ein 1285 Met. langer zu $^{1}/_{3}$ seiner Länge in einer Curve von 1000 Met. Radius und in einseitiger Neigung von 1 : 633 und 1 : 714 liegender Tunnel von 6,433 Met. Höhe und 8,811 Met. größter Lichtweite, welcher mittelst der beiderseitigen Voreinschnitte und 5 Schächte aufgefahren wurde. Um eine Katastrophe, wie diejenige beim Hauensteintunnel zu vermeiden, waren nur 1 Schacht in der Tunnelaxe, die übrigen aber bei 37 bis 40 Met. Tiefe in 9,75 Met. Abstand von der Schachtaxe abgeteuft worden, zumal das Gebirge (Lehm mit feinem Sand gemengt) bei Wasserzutritt sich vollständig auflöste. Als der Richtstolln, welcher in der Tunnelfirst mit 2,44 Met. Höhe und Weite aufgefahren wurde, bis auf ca. 92 Met. fertig geworden war, brach im Maschinenhause des Schachtes Nr. 1 Feuer aus, welches sich der Schachtzimmerung mittheilte, in der einen Abtheilung des durch Scheider in zwei Fördertrümmer und einen Kunstschacht getheilten Schachtes hinunterlief und in den andern Abtheilungen wieder hinaufbrannte, und kaum anders, als durch Absperrung erstickt werden konnte. Nach mehreren vergeblichen Versuchen gelang dies durch eine Abdeckung an der Hängebank und eine Verdämmung auf dem Querschlage; es zeigte sich aber bald, daß selbst bis zu 184 Met. Entfernung von den Verschüssen noch Kohlenoxydgas in betäubender Menge abgelagert wurde, so daß alle Arbeiten im übrigen Tunnel eingestellt werden mußten. Als nach 5 Tagen der Schacht oben wieder geöffnet wurde, fand man das Feuer erstickt, die Zimmerung aber so verbrannt, daß ein neuer Ausbau nöthig war.

Elsasser, über das Blocksygnalsistem von Siemens & Halske. — Ausführliche Erläuterung des in dies. Bl. schon anderweit besprochenen vorzüglichen Signalsystemes, welches nur einer Leitung bedarf, keine Batterieen nöthig hat, eine unbemerkte Aenderung der Signale durch die Wärter unmöglich macht, den Blockwärter zwingt, richtige optische Signale zu geben, endlich außer dem optischen auch noch ein akustisches Signal giebt, welches zugleich als Bahnhofsdeckungssignal verwendbar ist.

Allgemeine Bauzeitung. XXXVII. Jahrg. 1872. 1. bis 3. Heft.

Bömches, die Steinbrüche von Sistiana. — Zum Bau des Triester Hafens sind durch einen Unternehmer in $5\frac{1}{2}$ Jahren contractlich 1 Million. Cubikm. Steine zu liefern, welche in den 22 Kilometer von Triest entfernten Steinbrüchen von Sistiana mittelst großer Minen gewonnen werden. Vorliegende Abhandlung giebt eine eingehende Schilderung des hierbei angewendeten Verfahrens und Auszüge aus den Tabellen über die Betriebsergebnisse, wonach mit Anwendung der großen Minen nur der Vortheil verbunden ist, daß Zeit und Handarbeit gespart und eine Massenerzeugung ermöglicht wird. Zu solchen colossalen Sprengungen werden in dem anstehenden Felsen Pulverkammern angelegt, deren Abstand von der Vorderfläche $\frac{1}{2}$ bis $\frac{2}{3}$ so groß genommen werden darf, als die Tiefe unter der Oberfläche des Felsens, und welche genügenden Raum bieten, um $\frac{1}{3}$ bis $\frac{1}{2}$ soviel Kilogramme Pulver aufzunehmen, als die abzusprengende Felsmasse Cubikmeter Inhalt besitzt, wobei man auf 800 Kilogr. Pulver 1 Cubikmet. Raum rechnet. Um aber eine solche Kammer anlegen zu können, wird erst ein Schacht oder ein Stolln bis in die Nähe desjenigen Punktes, wo die Kammer ausgeschossen werden soll, hergestellt, dann ein etwa 3 Met. langer Querschlag getrieben und von diesem aus ein 2 Met. tiefes Abteufen abgesunken, in dessen Tiefstem nun die Pulverkammer ausgeschossen wird. Die Schächte und Stolln werden nur so weit genommen, daß ein Bergmann darin arbeiten kann, etwa 0,7 bis 0,8 □Met. Querschnitt, und dienen zugleich zur Untersuchung des Gebirges auf etwaige Klüfte. Bevor das Pulver (österreichisches Schwarzpulver) eingebracht wird, muß die Kammer auf Feuchtigkeit, Spalten und dergl. untersucht und bezientlich durch Cementirung trocken gelegt, oder mit einem Sumpf im Boden versehen werden, in welchem sich das etwa nicht abzudämmende Wasser ansammeln kann, ohne das Pulver naß zu machen. Dann wird das Abteufen mit Cementmauerwerk, der Querschlag mit trockner Mauer und der Schacht mit Schutt abgedämmt, wobei jedoch jede Beschädigung des Leitungsrohres vermieden werden muß. Letzteres besteht aus 3 Centim. weitem Bleirohre, welches mit Pulver gefüllt und in eine hölzerne Umkleidung eingeschlossen ist. In den Steinbrüchen zu Sistiana sind auf diese Weise seit Anfang 1868 bis Ende Juli 1871 46 große Minen mit 2000 bis 30000 Kilogr. Pulverladung gesprengt worden und dabei betrug das durchschnittliche Resultat 2,02 Cubikm. verladungsfähiges Material pro Kilogr. Pulver, wozu allerdings zu bemerken ist, daß das dortige Gestein, ein grauweißer Kalkstein der Eocänformation, häufig und an ganz unerwarteten Stellen Höhlenräume zeigt, welche den Effect sehr schwächen, und daß andererseits zum Zerkleinern großer Gesteinsklippen viel Pulver erforderlich ist, wenn die Hauptmine zu schwach geladen war. Am günstigsten zeigten sich Minen zu 10000 bis 15000 Kilogr. Ladung, doch wären bei Doppelminen vielleicht günstigere Resultate erzielt worden, wenn man electrische Zündung angewandt hätte. Bei der Zerkleinerung großer Blöcke bediente man sich z. Th. geätzter Bohrlöcher, welche bis zu 300 Kilogr. Pulver faßten. Zu solchen Minen wird erst auf gewöhnliche Weise mit 3 bis 6 Centim. breiten, 4 bis 10 Met. langen Gesteinsbohrern ein Loch gestoßen, dann wird in dieses ein 3 Centim. weites Kupfer- oder Guttaperchärohr bis nahe an das untere Ende eingeschoben und oben wie unten mit Hanf abgedichtet, in dieses aber ein halb so weites und bis an den Boden reichendes Rohr eingeschoben, welches oben durch einen, das weitere Rohr schließenden Kork hindurchgeht und in einem Kautschukschlauch endigt. Letzteres wird mit Wasser angefüllt und dann in ein neben dem Bohrloch stehendes Gefäß mit vierfach verdünnter Schwefelsäure eingelegt, wobei die Säure in Folge der Heberwirkung in das Bohrloch fließt und das Gestein auflöst. Die Kohlensäure, welche sich hierbei im Bohrlochstiefsten bildet, steigt sammt etwas Flüssigkeit im weiteren Rohre in die Höhe und fließt durch ein an diesem angebrachtes Ansatzrohr wieder in das Gefäß zurück. Man rechnet, daß 100 Kilogr. Salzsäure von 1,2 Dichte und 40 Proc. Gehalt an Salzsäure in 18 Stunden genügenden Raum für 10 bis 12 Kilogr. Pulver aushöhlen.

Lauterburg, hydrometrische Arbeiten über schweizerische Ströme. — Vorläufiger Bericht über ein Verfahren zur Bestimmung der geringsten mittleren und größten Abflußmenge jedes beliebigen Stromes an jeder beliebigen Stelle aus den Hauptzuständen, der Größe und Niederschlagsmenge des betreffenden Flußgebietes ohne weitere Kenntniß des Gefälles oder Querprofiles oder der Wassergeschwindigkeit.

Hoffmann, die Predilbahn. — Eine gründliche Vergleichung der Bahnlinie von Tarvis über den Predil, Caporetto und S. Lucia nach Görz mit den Projecten von Tarvis über Seifnitz, Ponteba und Gemona nach Udine und von Laak an der Tarvis-Laibacher Bahn im Zayerthale über die Wasserscheide bei Leskowetz in das Idriathal und nach S. Lucia.

Reis, die axonometrische Darstellungsmethode. — Gedrängte und leicht faßliche Entwickelung der Grundsätze dieser Projectionsmethode in origineller Behandlung und Lösung der wichtigsten Aufgaben. Sehr zum Studium zu empfehlen.

v. Nördling, der Liorantunnel in der Eisenbahnlinie Clermont-Aurillac. — Ueber diesen ziemlich 2 Kilometer langen, 1152 Met. über dem Meeresspiegel das Cantalgebirge in der Auvergne durchsetzenden Tunnel, welcher nur 1300 Francs pro laufendes Meter gekostet hat, wird zunächst das Gutachten des Ober-Ingenieurs über die Ausführung dieses Tunnels, dann eine Reihe von Contracten über Ausführung der Schächte und Stölln, Lieferung der Maschinen und Preise für die Bauunternehmer, endlich eine Beschreibung der Arbeitsplätze, die Darstellung des Baufortschritts, eine Aufzählung der Unglücksfälle und detaillirte Kostennachweisungen mitgetheilt. Der Liorantunnel ist nur dadurch so billig geworden, daß er unter einem bereits vorhandenen, 1412 Met. langen Straßentunnel angelegt worden ist. Die beiden 23,47 und 26,1 Met. tiefen Mittelschächte wurden von dem Straßentunnel aus abgeteuft und die darin gehobenen Massen wurden auch in diesem Tunnel ausgefördert. Als Fördermaschinen wurden für diese Schächte und einen von dem obern Mundloche des Straßentunnels abgeteuften dritten Förderschacht Wasseraufzüge verwendet und zum Heben des dadurch ins Schachttiefste verfällten, sowie des sonst noch zusitzenden Wassers wurden Kunstgezeuge gebaut, welche mittelst Feldgestängen durch zwei vor den Mundlöchern des Straßentunnels aufgestellte Dampfmaschinen betrieben wurden. Zur Ventilation diente ein großer saugender Ventilator mit Lutten aus getheertem Segeltuch. Ueber die Art der Ausmauerung und der Auszimmerung des Tunnels sind Zeichnungen mitgetheilt, ebenso über die Schächte, Portale, Aufzüge u. s. w.

Zeitschrift des Architekten- und Ingenieur-Vereines zu Hannover. Band XVIII, 1872, Heft 1.

Heß, Mittel zur Verhütung der Sommerüberschwemmungen. — Man hält es für constatirt, daß die Sommerhochfluthen stetig zunehmen, und sieht dies als eine Folge der Entwaldungen, der Drainirungen und der Correctionen im oberen Lauf der Flüsse an. Verhütungsmittel werden daher bestehen in der Beförderung der Bewaldung im obern Flußgebiete, Beseitigung von Abflußhindernissen, Durchstechungen sehr starker Krümmungen oder vollständige Flußcorrectionen, Anlage von Parallelcanälen und genügenden Binnenentwässerungsgräben, sowie regelmäßige Revisionen.

Heusinger von Waldegg, über Verbesserungen im Bau der Locomotivkessel. — Seit der Anwendung sehr großer Feuerbüchsen mußte die frühere Versteifung durch Deckenanker in der Längenrichtung des Kessels aufgegeben werden, weil diese zu schwer wurden. Querliegende Ankerbarren fanden aber keine genügende Unterstützung und machten deshalb noch besondere Hängeeisen nöthig. Die Stehbolzenverankerung der Belpaire'schen Kessel ist schwierig und kostspielig, verbaut den Raum zwischen der innern und äußern Feuerbüchsendecke und erschwert die Revision der Stehbolzen außerordentlich. Mary's Construction mit halbkreisförmiger Decke aus Wellenblech gewährt dagegen große Widerstandsfähigkeit und Sicherheit, verhindert den Kesselsteinabsatz, erhöht den Heizeffect und ist überdies billiger, als die zeitherige Construction. Auch die geneigte Rohrwand, welche Mary an Stelle der verticalen Rohrwand in der Rauchkiste anwendet, gewährt erhebliche Vorzüge, indem dadurch der Zug sehr erhöht, an Kessellänge ohne Verminderung der Heizfläche erspart und der Rauchkistenraum vermindert wird.

Weiß, die vortheilhaftesten Constructionsverhältnisse der Wasserräder. — Auf Grund des im 12. Bande des „Civilingenieur" dargelegten Verfahrens werden allgemeine Formeln abgeleitet, welche die günstigsten Constructionsverhältnisse zu ermitteln gestatten, wenn einem Wasserrade eine Dampfmaschine zur Aushilfe beigegeben ist; die Behandlung eines concreten Falles soll in einem späteren Artikel gezeigt werden.

Wintzer, Gebläsemaschine der Georgs-Marienhütte bei Osnabrück. — Die hier dargestellte Maschine ist in der Gräfl. Stollbergschen Maschinenfabrik zu Ilsenburg gebaut, besitzt einen 1334 Millim. weiten Dampfcylinder, einen 2615 Millim. weiten Gebläsecylinder, 2197 Millim. Hub, arbeitet bei 20 bis 22 Umgängen pro Minute mit $^{3}/_{8}$ Füllung und 3,3 bis 3,35 Kilogr. Dampfspannung pro Qu.-Centim. und erzeugt Wind von 0,33 bis 0,35 Kilogr. Pressung. Sie ist mit Ventilsteuerung und verstellbarer Expansion versehen, hat einen sehr soliden und so hohen Fundamentrahmen, daß die Cylinder in denselben versenkt sind, besitzt eine ungemein feste Verbindung zwischen dem Cylinder und dem Schwungradwellenlager, indem Letzteres mit dem Hufeisenstück des Fundamentrahmens aus einem Stück hergestellt und in dasselbe versenkt ist, und zeichnet sich durch große Gleitflächen, hohle Gebläse-Kolbenstange, leichte Kolben, schweres Schwungrad u. s. w. aus. Die Dampfventile liegen so tief, daß das Condensationswasser durch die Auslaßventile ablaufen kann; die Ventile am Gebläsecylinder sind leicht und geben große Oeffnungen. Die Liderung des Gebläsekolbens besteht aus Ledermanschetten, welche auf untereinander verschraubte Kreissegmentstücke aus Lindenholz aufgezogen sind und durch 12 Stück dreifach zusammengesetzte Blattfedern angedrückt werden.

Runde, Erbauung eines Forts auf dem Langelütjesande in der Weser. — Lehrreiche Beschreibung eines sehr schwierigen Baues auf einem Watt, das auf halber Fluthhöhe ganz frei liegt, $^{1}/_{2}$ Stunde vom Festlande entfernt und durch breite und tiefe Wasserpriele davon getrennt ist, zugleich aber einen ordinären Fluthwechsel von 3,5 Met. und Sturmfluthen von 7,2 Met. erfährt, und aus weichem Schlamm, feinstem Sand und Schlick besteht, während monatlich nur etwa 20 Arbeitstage à 5 Stunden und im Jahre nur 9 Monate zum Bau benutzbar blieben. Höchst überraschend ist es, daß sogar die Zufuhr mittelst Eisenbahn und Locomotivbetrieb ermöglicht wurde, obwohl das Geleis auf einen Buschdamm gelegt werden mußte, welcher sich unter dem darüber fahrenden Zuge um 0,31 bis 0,47 Met. senkte.

Mohr, zur Theorie des Erddruckes. — Widerlegung der in dies. Bl. citirten Einwürfe des Herrn Prof. Winkler gegen die frühere Abhandlung des Herrn Verf. über den Erddruck.

Versuche mit einer Allen-Dampfmaschine. — Ein Bericht über derartige Versuche (mit Indicatordiagrammen) findet sich im Engineering auf 1871, S. 424.

Die Delaware Drahtseilbrücke zwischen Philadelphia und Camden erhält 2 Stromöffnungen à 232,41 Met., zwei à 225,1 Met. und eine doppelte Zugbrücke von 36,6 Met. Spannweite, 21,96 bis 33,55 Met. lichte Höhe über Niedrigwasser, 7,32 Met. Fahrbahnbreite zwischen den Borden und zwei 1,83 Met. breite Fußwege zu beiden Seiten. Die Fahrbahn hängt an zwei Hauptkabeln aus 19 Stahldrahtseilen von 6,03 Centim. Stärke und 4,13 Centim. starken Hängestangen in 1,53 Met. Abstand von einander; sie besteht aus zwei 3,05 Met. hohen Gitterträgern und 0,203 Met. hohen gewalzten Querträgern, welche durch einen in der Mitte der Bahn liegenden, aus zwei 0,305 Met. hohen gewalzten Balken gebildeten Längsträger und durch doppelte hölzerne Langschwellen unter den Gitterträgern unter sich verbunden sind, auch dienen die 1,22 Met. hohen Geländerträger zur Versteifung. Ueber den Pfeilern beträgt der Abstand der Kabel 13,73 Met., in der Mitte der Spannweite aber nur 6,71 Met.

Unfall bei einer Gründung mit comprimirter Luft. — An dem östlichen Caisson der East-River-Brücke hat unter furchtbarem Lärm ein Ausblasen der abgesperrten Luft stattgefunden, wobei derselbe zu einer Zeit, wo sich Niemand darin befand, um 0,25 Met. versank. Hierbei wurde das Holzwerk der Wände um 0,05 Met. comprimirt, ohne jedoch undicht zu werden.

Graphische Bestimmung der Verwendungsgrenze für Straßenschotter. — Mittheilung eines von Lemoine in den Annales des Ponts et Chaussées auf 1871 angegebenen Verfahrens, durch welches der Punkt gefunden werden kann, wo die Kosten der Beziehung des Bestimmungsmateriales aus zwei auf entgegengesetzter Seite gelegenen Steinbrüchen sich gleich stellen, wenn die Menge des zu Unterhaltung des laufenden Meters Straße erforderlichen

Materiales, die Gestehungskosten desselben und die Transportkosten pro laufendes Meter bekannt sind.

Dünnes Eisenblech. — In dem Eisenwerke von Hallam & Comp. in Swansea wird so dünnes Eisenblech gewalzt, daß 1600 Lagen zusammen die Stärke von 1 Centim. besitzen.

Imprägnirung des Holzes mit Kreosot. — Starke und harzige Hölzer sind schwer zu imprägniren und selbst schwache Hölzer nehmen bei fünfstündigem Drucke von 10 Atmosphären und 60° Temperatur nicht über 300 Kilogr. Kreosot pro Stere auf, durchschnittlich abierkanten Bauhölzer von Tanne 168, unbeschlagene Eichenstämme 217 Kilogr. Am besten verfährt man so, daß man die Hölzer am einen Ende des 9 Met. langen, 1,2 Met. weiten Imprägnationskessels an die freie Luft treten läßt und dann am andern Ende unter 4 bis 5 Atmosphären Druck Kreosot einpumpt, bis dasselbe am freien Ende continuirlich absließt.

Partiot, Beobachtungen über die Bewegung des Sandes in der Loire. — In Folge von Uferabbruch werden in der Loire den untern Flußstrecken sehr bedeutende Massen Sand und Thon zugeführt, oberhalb Bec d'Allier jährlich 500000, durch den Allier 2460000, in nassen Jahren fast 4 Millionen Cubikmeter. Der Gehalt an suspendirten Theilchen nimmt von 300 Gramm bei Feurs im obern Flußlaufe auf 150 Gramm im Cubikmeter bei Nantes im untern Flußlaufe ab, ist auch an der Oberfläche um 20 Proc. geringer als am Boden. Die Fortbewegung des Sandes am Boden betrug nach Partiot im Herbst 1858 2,24, im Winter und Frühjahr 9 Met. in 24 Stunden. Sainjon fand im Jahre 1862 bei

0,59	Met.	Geschwindigkeit	ein	tägliches	Fortrücken	um	2,62	Met.
0,74	„	„	„	„	„	„	5,09	„
0,84	„	„	„	„	„	„	6,32	„
1,015	„	„	„	„	„	„	10,20	„

Ausführlicheres enthalten die Annales des ponts et chauss. auf 1871.

Festigkeit französischer Werksteine. — Die Gegend von Commercy, Bar le Duc und Saint Dizier liefert Kalksteine von 2200 bis 2400 Kilogr. Gewicht pro Cubikmeter und 200 bis 400 Kilogr. Festigkeit pro □Centimeter, die Marmorbrüche im Juradepartement weiße körnige Kalksteine von der Dichtigkeit 2560 bis 2700 und 660 bis 800 Kilogr. Festigkeit, das Departement Haut-Saône Buntsandsteine von 2000 bis 2300 Kilogr. Dichtigkeit und 300 bis 600 Kilogr. Festigkeit, die Vogesen Granite von 2560 bis 2700 Kilogr. Gewicht pro Cubikmeter und 700 bis 1000 Kilogr. Festigkeit pro □Centimeter.

Brown's Gesteinsbohrmaschine nach Burleigh's Prinzip. — Diese Maschine wird durch Dampf betrieben und ihr Cylinder läßt sich mittels einer Handschraube um 0,45 Met. in einem eisernen Rahmen verschieben, welcher auf dem Kopf eines eisernen Dreifußes um eine verticale und eine horizontale Axe beweglich gelagert ist, also in jede beliebige Richtung eingestellt werden kann, während die Beine des Statives durch weiteres oder engeres Stellen eine Senkung oder Hebung der Maschine gestatten. Sie arbeitet bei 3,3 bis 3,66 Kilogr. Dampfdruck pro □Centim. mit 300 bis 400 Schlägen pro Minute und dreht dabei den am Dampfkolben befestigten Bohrer mit kreuzförmiger Schneide um seine Axe. Während des Bohrens wird das Bohrloch mittelst eines Schlauches mit Wasser ausgespritzt. Ein Comite des österr. Ingenieurvereins stellte in Gutmann's Steinbruch bei Baden über die Leistungsfähigkeit dieser, von einem Kesselheizer, einem Maschinenführer und einem Jungen bedienten Gesteinsbohrmaschine Versuche an und erhielt in ziemlich feinkörnigem Kalk-Conglomerat bei senkrecht abwärts gerichtetem Bohrer in 13½ Minuten, wovon 5 Minuten auf dreimaliges Einwechseln der Bohrer verwendet wurden, ein Bohrloch von 1,566 Met. Tiefe, während bei der Handbohrung durch drei Arbeiter in derselben Zeit nur 0,667 Met. Bohrloch gebohrt wurden. Ein Versuch mit schiefgestellter Maschine mißlang, da dieselbe nicht fest genug blieb. Ueber dieselbe Maschine spricht sich der Director der Maschinenfabrik von Escher, Wyß und Co. in Leesdorf dahin aus, daß sie sich durch Einfachheit vor allen andern Gesteinsbohrmaschinen auszeichnen, gegen Verunreinigung der arbeitenden Theile bestens geschützt sei, sehr leicht in ihre einzelnen Theile zerlegt werden könne, durch Solidität und Gewicht der Kolbenstange, des Kolbens und Bohrers gegen Zerstörung möglichst geschützt sei, und pro Minute Arbeit 0,3495 Cub.-Met. Dampf verbrauche, so daß zur Speisung derselben während 12 Stunden, wovon die Hälfte als wirkliche Arbeit zu rechnen sei, ein Dampfquantum von 248,24 Kilogr. und ein Kohlenverbrauch von 3 Ctr. erforderlich sein werde, während die Maschine soviel wie 8 Arbeiter beim Handbohren leiste.

(Schluß folgt.)

Notizen.

Herrmann, Formel für die Spannkraft gesättigter Dämpfe. — Nach den Sitzungsberichten der Akademie der Wissenschaften zu Wien, Jahrg. 1871, Novemberheft, hat Herr E. Herrmann gefunden, daß die Formel

$$p = \frac{(1 + 0{,}0033365 \,.\, \tau)^{56{,}0687}}{(1 + 0{,}002662 \,.\, \tau)^{56{,}6883}},$$

in welcher p die Spannung des gesättigten Wasserdampfes
τ die entsprechende Temperatur in Centes.-Graden vermindert um 100

bedeutet, die Regnault'schen Versuchswerthe fast ebenso genau wiedergiebt, als dessen viergliedrige transcendente Formel. Sehr geringe Differenzen geben aber auch die weit einfacheren Formeln

$$p = \left(\frac{1 + 0{,}0034528 \,.\, \tau}{1 + 0{,}0026520 \,.\, \tau}\right)^{44{,}6},$$

$$v = 1{,}6507 \left(\frac{1 + 0{,}0034828 \,.\, \tau}{1 + 0{,}0026820 \,.\, \tau}\right)^{41{,}594}.$$

Diese Formel ist aus dem Clapeyron'schen Satze unter der Voraussetzung abgeleitet, daß die pro Einheit der Verdampfungswärme erzeugte äußere Arbeit eine lineare Function der Temperatur sei, und der Herr Verfasser weißt auch ihre Anwendbarkeit auf Aceton, Aether, Alkohol, Benzin, Kohlensäure und andere Flüssigkeiten nach.

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

zu dem achtzehnten Bande des

Civilingenieur.

№ 5.

Literatur.

Die wichtigsten Maschinenelemente, als Lehrmittel für Lehrer und Schüler an Real-, höhern Bürger-, Industrie-, Gewerbe-, Bau-, Handwerker- und Fortbildungsschulen und andern gewerblichen und technischen Lehranstalten, sowie zum Selbststudium, von G. Delabar, Conrector der Cantonsschule und Vorstand der Fortbildungsschule in St. Gallen. Mit 290 Figuren auf 28 lithographirten Tafeln. Freiburg im Breisgau. Herder'sche Verlagshandlung. 1872.

Wir haben schon wiederholt Veranlassung gehabt, auf die Delabar'sche „Anleitung zum Linearzeichen" aufmerksam zu machen, deren 10. Heft hier vorliegt. Es ist dies eine systematisch durchgeführte, nicht zu kostspielige, hauptsächlich für niedere technische Bildungsanstalten berechnete Zeichnenschule, die als Leitfaden warm empfehlen zu werden verdient. Außer den Maschinenelementen, welche zumeist nach dem Vorgange Redtenbachers behandelt sind, enthält die vorliegende Abtheilung auch eine kurz gefaßte Festigkeitslehre, wodurch der Gebrauch des Buches an Bequemlichkeit gewinnt. Die Tafeln sind freilich nur in kleinem Maaßstabe gezeichnet, die verschiedenen Metalle aber durch besondere Farben hervorgehoben, auch Verhältnißzahlen eingeschrieben.

Deutsche Eisenbahnpolitik. Von F. Perrot, Rostock. Berlin 1872. C. G. Lüderitz'sche Verlagsbuchhandlung. Carl Habel.

Diese ein Heft der „deutschen Zeit- und Streitfragen von Fr. von Holtzendorff und W. Oncken" bildende Broschur erörtert die Frage über die Vorzüglichkeit der Staats- oder Privatbahnen und zwar in so lehrreicher und interessanter Weise, daß kein Leser dieselbe ohne Befriedigung aus der Hand legen wird.

Vorträge über Baumechanik von Ed. Holzhey, Professor am höhern Genie-Curs in Wien. 1. Lieferung. Mit 3 Tafeln. Wien. Druck und Verlag von Carl Gerold's Sohn. 1872.

In diesem ersten Hefte der obigen „Vorträge", welchem alle näheren Andeutungen über den Plan des neuen Werkes fehlen, wird die Theorie der Holz- und Eisenconstructionen begonnen und mit ziemlicher Ausführlichkeit behandelt. Der Herr Verf. befolgt dabei den Weg, daß er stets praktische Anwendungen einflicht, also beispielsweise bei der absoluten Festigkeit Ketten und Drahtseile, Röhren, Holzverbindungen, Nieten und Schrauben. Die Behandlung ist so klar und ausführlich, daß sich dieses Buch gut zum Selbststudium eignen dürfte.

Der Maurer. Tafeln zur Berechnung der Baukosten und Baumaterialien für den Maurer auf Grund des Metermaaßes und Gewichtes mit Berücksichtigung des neuen, sowie des alten Ziegelformates zum Gebrauch für den praktischen Techniker, Maurer- und Baumeister. Unter Mitwirkung bewährter Fachmänner bearbeitet und herausgegeben von P. Ernst. Leipzig. Carl Scholtze.

Außer zwei größeren Tabellen zur Berechnung der Materialien und Kosten für Erd-, Maurer-, Lehmer-Arbeiten und dergleichen enthält dieses nützliche Werkchen Tabellen zur Verwandlung der gebräuchlichsten Maaße und Gewichte und eine Tabelle über absolutes und specifisches Gewicht der Maurer-Materialien.

Der topographische Distanzmesser und seine Anwendung. Anleitung zur Bestimmung von Distanz und Höhe eines Objectes aus einem Standpunkte. Von J. Stambach, Ingenieur. Mit einer Figurentafel und einer Reductions- und Höhentabelle von Herrn Prof. J. Wild in Zürich. Aarau, 1872. Druck und Verlag von J. J. Christen.

Dieses Schriftchen hat den Zweck, die Anwendung der Methode des Professor Wild in Zürich zum Distanzmessen zu erleichtern und für deren weitere Verbreitung zu wirken. Es ist demgemäß eine Beschreibung dieser Methode und der dazu gehörigen von dem Mechaniker J. Kern in Aarau zu beziehenden Instrumente mitgetheilt und zur Ergänzung kleine Tabellen beigefügt, deren Handhabung an Beispielen gezeigt wird. Wir glauben namentlich die Herren Eisenbahn- und Straßenbau-Ingenieurs auf dieses Schriftchen aufmerksam machen zu sollen.

Der Brückenbau. Herausgegeben von Dr. E. Winkler, ord. Professor für Eisenbahn- und Brückenbau am k. k. Polytechnikum in Wien. Theorie der Brücken. 1. Heft Aeußere Kräfte gerader Träger. Lieferung 1. Mit 74 Holzschnitten und 1 lithographirten Tafel. Wien. Druck und Verlag von Carl Gerold's Sohn. 1872.

Nachdem von demselben Herrn Verfasser bereits einige Hefte über den constructiven Theil des Brückenbaues erschienen sind, auf deren Bedeutung wir in diesen Blättern hinzuweisen

nicht unterlassen haben, folgt nun in dem vorliegenden Hefte der Anfang des theoretischen Theiles nach, wobei die schönen Abhandlungen mit benutzt sind, welche der Herr Verfasser über denselben Gegenstand im Jahrgang 1870 der Zeitschrift des österr. Ingenieur- und Architecten-Vereines veröffentlicht hat, und welche sich dadurch auszeichnen, daß dabei nicht blos die analytische Methode, sondern gleichmäßig auch die graphische Methode benutzt wird, die sich für derartige Untersuchungen gerade ganz vorzüglich eignet. Hervorzuheben sind auch die vielen Tabellen, welche diesem Werke beigegeben sind, um die Rechnungen möglichst zu erleichtern.

Allgemeine Maschinenlehre. Ein Leitfaden für Vorträge, sowie zum Selbststudium des heutigen Maschinenwesens mit besonderer Berücksichtigung seiner Entwickelung. Für angehende Techniker, Cameralisten, Landwirthe und Gebildete jeden Standes. Von Dr. Moritz Rühlmann, Prof. an der königl. preuß. polytechnischen Schule in Hannover, Ritter des hannoverschen Guelphenordens dritter Classe und des Ordens der franz. Ehrenlegion u. s. w. u. s. w. Vierten Bandes erste Abtheilung. Mit 119 Holzschnitten aus dem xylographischen Atelier von A. Probst. Braunschweig. C. A. Schwetschke und Sohn. (M. Bruhn). 1872.

Nach einer mehrjährigen Pause begrüßen wir hier mit Freuden die Fortsetzung der vortrefflichen „Rühlmann'schen Allgemeinen Maschinenlehre". Sie bringt uns eine Geschichte der Schifffahrt und dann Abhandlungen über die Dampfschiff-Propeller der Gegenwart und die Schiffsdampfmaschinen, die so vorzüglich bearbeitet sind, daß wir die längere Unterbrechung wohl begreifen, aber einen um so lebhafteren Wunsch nach baldiger Vollendung des interessanten Werkes empfinden. Mit staunenswerther Belesenheit führt uns der Herr Verfasser im vorliegenden Hefte von den allerältesten ägyptischen Ruder- und Segelbooten bis auf die Kettendampfer und Monitors der jüngsten Gegenwart, die Beschreibungen durch zahlreiche gute Holzschnitte erläuternd und eine Masse von Quellen zu noch eingehenderen Studien nachweisend. Die zweite Abtheilung dieses Bandes wird sodann die Hebemaschinen für feste Körper, die Wasserförderungsmaschinen und die Lufttransportmaschinen behandeln.

Die Werkzeugmaschinen für den Maschinenbau zur Metall- und Holzbearbeitung. Von J. Hart, Professor des Maschinenbaues an der Großherz. polytechnischen Schule in Carlsruhe. Mit 72 lithographirten Tafeln. Zweite umgearbeitete und erweiterte Auflage. Erste Lieferung mit Taf. 1—16. Heidelberg. Verlagsbuchhandlung von Friedrich Bassermann. 1872.

Wenn wir schon die erste Auflage dieses Werkes als eine wohl ausgewählte Sammlung guter Zeichnungen von Werkzeugmaschinen empfehlen konnten, so liegt uns die angenehme Pflicht ob, besonders hervorzuheben, daß diese neue Auflage sehr wesentliche Verbesserungen erfahren hat. Abgesehen davon, daß die Zahl der Tafeln ansehnlich vermehrt und zur Hälfte durch Aufnahmen neuerer und besserer Maschinen ersetzt worden ist, besteht ein weiterer Vorzug darin, daß dem Texte eine Theorie und Berechnung der Werkzeugmaschinen beigefügt und die Anordnung übersichtlicher und praktischer geworden ist. Auch die Erläuterungen der Tafeln sind eingehender gehalten und mancherlei Ungenauigkeiten der ersten Auflage beseitigt.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des Oesterreichischen Ingenieur- und Architekten-Vereines. XXIV. Jahrg. 1872. Heft 1—3.

Schlimp, Hochbauten der österr. Nordwestbahn. — An dem Netz der österr. Nordwestbahn liegen 51 Zwischen-, 8 Anschluß-, 6 Abzweig- und 4 Endstationen, deren Länge von 500 bis 1100 Meter beträgt. Die kleinen Verkehrsstationen umfassen ein Aufnahmegebäude, 1 Güterschuppen, 1 Abtritt, 1 Hausbrunnen, 1 einfaches und 1 doppeltes Wärterhaus, die Verkehrsstationen überdies Verladeperrons, Brückenwagen, Krahne, Kohlendepots, Viehhöfe, die Wasserstationen 2 Wasserkrahne und 2 Entleerungsgruben, die Locomotivstationen 1 Remise, 1 Kohlenmagazin, 2 kleine Kohlenperrons, 1 große Drehscheibe, auch wohl 1 Wagenremise. In dem Aufnahmegebäude befindet sich eine Vorhalle mit Billetausgabe und Gepäckaufnahme, aus welcher man durch einen kurzen breiten Gang in hohe, lichte, mit Ausgängen gegen die Bahn versehene Wartesäle und Restaurationen gelangt; außerdem sind im Parterre noch die Bureaux für die Cassen, Gepäck, Telegraphen und Verkehrsdienst, sowie eine Lampenkammer untergebracht. Im 1. Stock befinden sich Beamtenwohnungen mit besondern Hauseingängen, im Souterrain Restaurationsküchen. Wohngebäude für Beamte und niederes Dienstpersonal sind nur ausnahmsweise errichtet worden. Die Waarenmagazine sind durchgehends mit Schiebethoren, einzelne mit Laufkrahnen versehen. Die Locomotivschuppen sind durchgehends steinern, gerade, 2, 3 und 4gleisig angelegt und mit 1 kleinen Werkstätte und 1 Handmagazin versehen. Die größeren Werkstätten besitzen Sheddächer.

Schiffbrücke über die Seine bei Asnières. — Nach Zerstörung der Bogenbrücke, welche Clichy und Asnières verband, ist daselbst eine zweitheilige Schiffbrücke von 200 Met. Länge erbaut worden, welche wie die frühere feste Brücke einen Bogen von 8 bis 10 Met. Pfeil bildet und aus zwei getrennten Bahnen für die beiden Verkehrsrichtungen besteht. Die beiden Brücken sind jede 4 Met. breit und 3,4 Met. von einander entfernt, sie bestehen aus einem festen, auf 12 Schiffen von 25 Met. Länge und 5 Met. Breite ruhenden Theile und einem 16 Met. langen beweglichen Theile für die Handelsschifffahrt, welcher auf 3 kleineren Schiffen ruht. Die Brückenbahn, deren Unterkante 1,7 bis 1,8 Met. über dem Wasserspiegel liegt, um kleineren Kähnen die Durchfahrt zu gestatten, ruht auf 6 normal zum Strome gerichteten Längsbalken und besteht aus zwei Lagen Bohlen.

Schiffbrücke über die Seine bei Suresnes. — Diese viel leichter gebaute kleinere Brücke ruht auf 24 Schiffen, von denen 3 einen Schiffsdurchlaß ermöglichen. Die Schiffe sind 1,7 Met. breit und 9,8 Met. lang; sie tragen zwei 20 × 12 Centim. starke Rothschwellen, auf denen die aus

einfachen querliegenden Bohlen gebildete Brückenbahn ruht. Ueber die Art und Weise der Herstellung, welche mit großer Schnelligkeit bewirkt worden ist, geben die Nouvelles Annales de la Construction auf 1871 nähere Auskunft.

Winkler, Theorie der continuirlichen Träger. — In diesem zweiten Theile seiner bereits im Jahrgang 1870 der Zeitschrift begonnenen Abhandlung über continuirliche Träger bringt der Herr Verf. die graphische Behandlung des Gegenstandes unter Annahme eines constanten Querschnittes und zwar in einer Vollständigkeit und praktischen Durchführung, wie sie wohl noch nirgends zu finden ist.

Khern, Bergmann's Patent-Dampfkessel. — Dieser stehende Röhrenkessel besteht aus einem rings ummauerten Oberkessel, der nach unten durch einen weniger weiten cylindrischen Kessel fortgesetzt ist. In den ringsförmigen Boden des Oberkessels sind Field'sche Röhren eingesetzt, welche demnach eine Art Mantel für den untern Cylinderkessel bilden, und das untere Ende des Letzteren, welches eingemauert ist, dient als Schlammfang, sowie zur Einführung des Speisewassers. Bei diesem Arrangement sind die Kesselwände und die Field'schen Röhren leicht zu reinigen, letztere auch bequem auszuwechseln. Das Wasser steigt gut vorgewärmt in den Oberkessel, wo eigentlich erst die Dampfbildung stattfindet, und hierdurch wird die Kesselsteinbildung und die Verunreinigung der Field'schen Röhren vermieden. Bei 48 □Meter Heizfläche beträgt das Gewicht etwa 100 Ctr., dasjenige eines Fieldkessels aber 170 Ctr. Mit einem in dem Stahlwerk von Daelen, Schreiber & Co. zu Bochum aufgestellten Bergmann'schen Kessel wurden Verdampfungsversuche angestellt, wobei mit 17 Reißigbündeln Brennholz und 1830 Pfund Kohle in 2 Stunden Dämpfe erzeugt und dann mit 1580 Pfund Steinkohlengries in 2 Stunden 10 Minuten 11076 Pfund Wasser verdampft wurden, d. h. pro Pfund Kohlengries 10,6 Pfd. Wasser und pro Stunde und Quadratmeter Heizfläche 39,5 Pfd. Wasser. Der angewendete Kohlengries enthält 27 Proc. Asche.

Dampfstraßenwalzen in Paris. — Nach dem Engineer, No. 835 besorgte in Paris ein Unternehmer Gallerat & Co. im Contract das Walzen der Straßen mittels 7 Dampfstraßenwalzen eigner Construction gegen 0,5 Franc Entschädigung pro kilometrische Tonne bei Nacht und 0,45 Franc Entschädigung bei Tag, was so zu verstehen ist, daß die Bearbeitung von 1 Kilometer Weg mit 1 Tonne Walzengewicht nach den angegebenen Sätzen vergütet wurde. Die fraglichen Walzen, welche Curven von 15 bis 10 Met. Radius durchfahren können, wiegen dienstbereit 17 bis 30 Tonnen, nämlich 6 bis 8 Tonnen pro Meter Walzenlänge, und bewegen sich meist mit 3 Kilometer Geschwindigkeit pro Stunde. Durchschnittlich werden zum Festwalzen von 1 Cubikmet. Straßenschotter 6 kilometrische Tonnen Arbeit verwendet. Man beginnt an der Seite der Straßen und walzt den mittleren Theil zuletzt. Zunächst wird die Straße reichlich begossen, dann die obere Kruste aufgehauen, frischer Schotter darüber ausgebreitet, nochmals begossen und zum ersten Mal gewalzt, worauf während der Operation wiederholt besandet und bewässert wird.

Asbest zur Stopfbüchsenpackung. — Als neue Packung für Stopfbüchsen ist zunächst in Amerika, nachher auch in England mit Erfolg Asbest verwendet worden. Bei einer Expreßmaschine der Caledonischen Eisenbahn hielt diese Packung $3^1/_2$ Monate (14070 Miles Weg), während gewöhnliche Packungen nur 2 Monate halten, und war nach dieser Zeit anscheinend noch wie neu, absorbirte auch weniger Oel.

Kohn, über Lenkbarkeit der Luftschiffe. — Unter den frühern Versuchen sind namentlich die Arbeiten des Wiener Uhrmachers Jacob Degen zu nennen, der einen Charlier'schen Ballon mit einem Flügelapparat versah und am 1. Juli 1807 vom Prater bis zu 3000 Fuß Höhe aufstieg und nach $2^1/_2$ stündiger Fahrt in Schwechat wieder landete. Derselbe fertigte 1817 eine Flugmaschine mit zweiflügeliger Luftschraube, welche durch ein einfaches Laufwerk getrieben wurde und nach einmaligem Aufziehen 40 Klafter hoch stieg, dann aber mit Hilfe eines selbstthätigen Fallschirmes unbeschädigt wieder zur Erde sank. Das Princip der Schraube ist als das einzig praktische anzusehen und in jüngster Zeit hat auch ein kleines Luftschiff mit einem durch eine Lenoir'sche Gasmaschine getriebenen Propeller gerechtes Aufsehen erregt.

Fölsch, die Pacificeisenbahn von Omaha nach San Francisco. — Sehr interessante, aus eignen Anschauungen geschöpfte Mittheilungen. Schon im Jahre 1848 wurde hervorragenden nordamerikanischen Staatsmännern die Nothwendigkeit einer den nordamerikanischen Continent durchschneidenden Eisenbahn klar, obwohl sie kaum ausführbar erschien. Die Regierung sandte im Jahre 1852 eine große Expedition zur Erforschung einer Ueberlandroute aus und diese empfahl in ihrem 13 Bände starken Bericht eine nördliche Linie, gegen welche aber von den Südstaaten protestirt wurde. Die Sache bekam eine höhere Bedeutung durch die Ansiedelung der Mormonen in Utah und durch die Entdeckung der Goldlager Californiens, sowie durch den Ausbruch des Krieges zwischen Nord- und Südamerika, und der Congreß beschloß 1862 inmitten des Krieges die Ausführung einer großen continentalen Bahn mit Salt-Lake City als Mittel- und San Francisco als Endstation. Inzwischen war die Bahn im Osten bis Council-Bluffs oder Omaha, im Westen bis Sacramento fertig geworden und es blieb nur noch eine 394 deutsche Meilen große Lücke auszufüllen, wozu sich zwei Gesellschaften, die Union-Pacific, von Omaha ausgehend, und die Central-Pacific, von Sacramento aus entgegenkommend, begründeten, die anfangs langsam, später aber mit fieberhafter Schnelligkeit vorrückten. Die Tracirung dieser Bahn in einem Terrain, über welches damals gar keine Karten existirten, über welches Niemand nähere Auskunft geben konnte, und das auch noch überdies durch die Indianer unsicher gemacht wurde, ist eine fast ebenso bewundernswürdigste Leistung zu nennen, als die spätere Ausführung der Bahn, welche durch gänzlichen Mangel an Arbeitskräften, Lebensmitteln, Holz, Wasser u. s. w. unglaubliche Schwierigkeiten bot. Das Terrain zwischen dem Missouri und dem stillen Ocean zerfällt seinem Charakter nach in drei Regionen, nämlich erstens in eine langsam und stetig gegen die Rocky Mountains ansteigende baum- und regenlose Prairie von 90 Meilen Länge, zweitens in eine gebirgige Strecke, welche die Rocky Mountains mit dem 2500 Met. hohen Shermanpaß, dessen Ueberschreitung wegen der bis zu 2400 bis 3000 Met. über dem Meeresspiegel ansteigenden kräftigen Bewaldung und günstigen Bodenbeschaffenheit weit weniger Schwierigkeiten bereitet hat, als das bei uns der Fall gewesen sein würde, ferner das Bitter Creek-Thal mit seinen Mineralquellen, eine zweite 2300 Met. hohe Wasserscheide bei Aspen und den Gebirgsabfall bis Ogden, 229 deutsche Meilen von Omaha entfernt, umfaßt, drittens in das

1200 bis 1800 Met. über der See liegende, etwa 100 Meilen lange Binnenbassin zwischen den Rocky-Mountains und der Sierra Nevada mit Strömen, die sich im Sande verlieren und der Mormonenstadt am Salzsee und endlich in den Uebergang über die weit rauhere und schneereichere Sierra Nevada mit einem 2140 Met. über der See gelegenen, 505 Met. langen Tunnel, meilenlangen Schneegallerien und einem langen steilen Absturz bis Sacramento City. Der erste Abschnitt der Bahn bot kaum weitere Schwierigkeiten als den Wassermangel, der zweite zeigt nur Steigungen von 1 : 60 und Curven von 300 Met. Radius, aber viele Schneezäune und Schneegallerien, welche übrigens gut beaufsichtigt sind. Bei Ogden, welches von Omaha mit den Eilzügen in 54 Stunden erreicht wird, endet die Union Pacificbahn, die bereits im Mai 1869 eröffnet wurde, und bei deren Bau alle denklichen Hilfsmittel zur Beschleunigung angewendet wurden, außer anderm sogar die Herstellung des Mörtels mit Salz, um bei strengem Frost mauern zu können. Es laufen dermalen täglich 1 Expreß-, 1 gemischter und 1 Lastzug in jeder Richtung und die Betriebskosten betragen 44½ Proc. der Einnahmen, bei 2½ bis 4,8 Pf. Fracht pro Centnermeile. Der zweite Theil der Ueberlandbahn, die Central-Pacificbahn, hatte mehr Schwierigkeiten zu überwinden, da sie alle Schienen, Fahrbetriebsmittel und dergl. über das Cap Horn aus dem Osten beziehen mußte und zu Anfang erst die Sierra Nevada zu überwinden war. Um aber möglichst viel von der staatlichen Subvention zu genießen, welche außer der unentgeltlichen Ueberlassung von großen Landcomplexen zu beiden Seiten der Bahn noch in einem directen Zuschuß von 16000 bis 48000 Dollar pro englische Meile bestand, wurde mit fabelhafter Energie gebaut, so daß täglich nicht unter ½, bisweilen sogar 2¼ deutsche Meile Bahn vollendet wurden. In der Sierra Nevada durchschneidet die Bahn die Golddistricte und ein Netz von Canälen und Röhrfahrten, welche für den dortigen Bergbau angelegt sind, auch sind hier 15 Tunnel und imposante hölzerne Viaducte ausgeführt. Die Ausmündung der Ueberlandbahn bei San Francisco ist sehr originell, indem sie eine halbe deutsche Meile weit auf Holzgerüsten, zu beiden Seiten von der See bespült, in die Bucht hineinführt und an einem auf Pfählen mitten in der Bucht erbauten Bahnhof endet. San Francisco, eine Stadt von 160000 Einwohnern, worunter 12000 Chinesen, zeichnet sich aus durch riesige steinerne Trockendocks, welche ein Deutscher angelegt hat, der auch die Ableitung des 11 □Meilen großen, 1900 Met. über der See liegenden Tahoesees in der Sierra Nevada in Angriff genommen hat, wozu ein 5000 Met. langer Tunnel getrieben wird, der später auch für die Bahn benutzt werden und ihr einen um 300 Met. niedrigern Uebergang verschaffen wird.

Obach, Röhrenkessel von Pauksch und Freund in Landsberg. — Bei diesen Kesseln endigt der 0,948 bis 1,897 Met. weite, 2,529 bis 5,690 Met. lange Cylinderkessel in aufgebördelte flache Böden, welche die Röhrenplatten für 28 bis 96 Rauchröhren von 6,58 Centim. Lichtweite bilden. Die Rauchröhren, welche durch die ganze Länge der Kessel hindurchgehen, sind in zwei Gruppen mit soviel Zwischenraum, daß sich ein Mann dazwischen bewegen kann, vertheilt und in die Röhrplatten nur mittelst abgedrehter conischer Anschlußflächen eingesetzt. Von dem Roste (Planroste) ziehen die Verbrennungsgase unter dem Hauptkessel nach dem hintern Ende des Kessels, gehen dann durch die Rauchröhren nach vorn und entweichen endlich durch Seitenzüge nach dem Schornstein. Am Ofen befindet sich vorn eine Stirnplatte mit Feuerthüren und Reinigungsthüren für die Röhren, welche während des Betriebes geputzt werden können. Ein im Mauerwerk liegender Stutz am Hauptkessel dient als Schlammfang und ist mit Hahn zum Abblasen versehen, auch ist am Hauptkessel ein Mannhut angebracht. In der Fabrik der Barone von Richthofen zu Gutschdorf in Schlesien sind vergleichende Verdampfungsversuche mit einem solchen Röhrenkessel à 1,897 Met. Durchmesser und 5,690 Met. Länge mit 96 Rauchröhren und einem Cornwallkessel à 2,002 Met. Durchmesser und 9,483 Met. Länge mit 2 Feuerrohren à 79 Centim. Weite mit Hilfe eines Siemens-Halske'schen Wassermessers angestellt worden. Die Rostfläche betrug bei beiden Kesseln 2,496 □Met., die Temperatur des Speisewassers 45°, die verbrauchte Menge waldenburger Kleinkohle in 10 Stunden 5200 Pfd., die Dampfspannung constant 60 Pfd. Der Cornwallkessel verdampfte pro Pfund Kohle 6,08, der Röhrenkessel 8,15 Pfd. Wasser. Die Lieferanten haben in ihrer eigenen Fabrik bei waldenburger Steinkohle 9,071, bei schlesischer Stückkohle 9,796, bei westphälischer Stückkohle 9,798 Pfd. und bei geöffnetem Kessel und englischer Steinkohle 8,875 Pfd. Wasser verdampft.

Experimente über Kesselexplosionen. — Bericht über derartige Versuche, welche unter Leitung Mr. Stevens von dem Executiv-Comité der vereinigten Eisenbahngesellschaften von New Jersey mit alten Schiffskesseln angestellt worden sind.

v. Schwarz-Senborn, die Weltausstellung von 1873. — Uebelstände des Londoner Ausstellungsgebäudes von 1851 bestanden in der Undichtheit gegen Regen und in der Benutzung von Gallerieen, im Mangel an Zugängen und in der falschen Eintheilung des Raumes, sowie in der ungleichen Beleuchtung. Diese Uebelstände vermeidet das bereits 1844 von den Herren van der Nüll und von Siccardsburg vorgeschlagene System, bei welchem eine lange Gallerie mit großem Mittelschiff und Quergallerien ohne Oberlicht zu Grunde gelegt war, es litt aber an großer Monotonie. Zu dem für die 1873. Ausstellung zu errichtenden Gebäude ist eine Combination des letzteren Systemes mit einer colossalen Rotunde gewählt worden, bei welcher es ermöglicht ist, daß selbst bei der ungünstigsten Witterung zu allen Räumen trockenen Fußes zu gelangen ist, und daß jedes Land seinen eignen abgeschlossenen Raum mit besonderen Eingängen erhält.

Schmidt, die große Rotunde des Weltausstellungsgebäudes. — Durchmesser 107,83 Met, Höhe 84,1 Met. Auf 32 Säulen von Blech und Winkeleisen von 24,384 Met. Höhe ruht ein eisernes kegelförmiges Dach, welches bis zu 48,2 Met. ansteigt und eine eiserne Laterne von 32,4 Met. Durchmesser und 10 Met. Höhe trägt, deren Dach mit dem Hauptdach parallel zu 65,6 Met. Höhe ansteigt und in einen 8 Met. weiten, 18,5 Met. hohen Aufbau mit einer bis zu 84,1 Met. Höhe aufsteigenden Krone endigt. Die vom Dache überdeckte Fläche beträgt 9405 □Met., die benutzbare Fläche 8129 □Met. Der Druck auf jede eiserne Säule beträgt 109, derjenige im Fuß eines Radialsparrens 211, die Tangentialspannung im untern Dachring 863, und der Druck im obern Dachring 217 Tonnen. — Anderweite Angaben über die Größe des Ausstellungsgebäudes sind folgende. Der Industriepalast, die Maschinenhalle und das Kunstausstellungsgebäude bieten 108947 □Met. gedeckten Raum, der aber durch vollständige oder theilweise Ueberdeckung der rückwärtigen

Höfe zwischen den Quergallerien noch sehr erweitert werden kann. An die Rotunde schließt sich eine 25 Met. breite, 905 Met. lange Hauptgallerie an, von welcher 16 Quergallerien à 15 Met. Breite und von 205 Met. Gesammtlänge ausgehen, so daß zu beiden Seiten der Hauptgallerie noch 24 von drei Seiten geschlossene Höfe gebildet werden. Alle Räume erhalten somit hohes Seitenlicht, gute Lüftung, bequeme Zugänge (34 an den Stirnseiten der Quergallerien und 4 Hauptportale). Die Maschinenhalle ist ein dreischiffiger, luftiger Langbau längs der Prater-Hauptallee, die Kunsthalle ein vierschiffiger Langbau mit einer Doppelreihe von Oberlichtsälen und schmäleren Sälen mit Seitenlicht; zu Ausstellung von Privatkunstsammlungen wird eine Exposition des amateurs errichtet; ein großes Gewächshaus, ein Aquarium, ein Park mit Bassins und Bosquets, Pavillons für die Ausstellungs-Commission, den Post- und Telegraphendienst, die Jury, die kaiserliche Familie, Restaurationen, Plätze für landwirthschaftliche Objecte, hydraulische Maschinen und dergl., zwei Eisenbahnen mit Ausstellungsbahnhof, Wagenaufstellungsplätze, bedeckte Gänge u. s. w. füllen weiter den collossalen für diese Ausstellung bestimmten Raum.

Ueber schmalspurige Eisenbahnen. — Bericht eines Comités des österr. Ing. und Arch. Vereins. Die Anlage solcher Bahnen wird für Routen, auf denen Massentransporte nicht zu befördern und geringere Fahrgeschwindigkeiten zulässig sind, aufs Wärmste empfohlen, da dieselben unter Umständen bedeutend billiger zu stehen kommen und auch im Betrieb billiger sind, weil die todte Last der Fahrzeuge reducirt, die Fahrparkconstruction vereinfacht, eine einfachere Verwaltung, Bahnüberwachung u. s w. zugelassen werden kann. Dagegen wird die sorgsamste Prüfung aller einschlagenden Verhältnisse anempfohlen und selbst bezüglich der Spurweite jede Vorschrift vermieden. Bezüglich des sogenannten Fairlie-Systems wird hervorgehoben, daß dasselbe für schmalspurige Bahnen Vortheile bieten könne, aber nicht als nothwendig zu betrachten sei, sowie daß es bei normalspurigen Bahnen noch nicht Eingang gefunden habe. Vorschriften für schmalspurige Bahnen zu ertheilen, wie für die normalen, erscheine verfrüht, überhaupt sei solchen Unternehmungen jede mögliche Freiheit und Unterstützung zu gewähren, auch besonders für Verbreitung der dabei gemachten Erfahrungen zu sorgen.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1872. Band XVI, Heft 1—4.

Hrabák, über Pumpenwiderstände. — Bekanntlich verursacht das Oeffnen der Ventile der Pumpen bei bergmännischen Kunstgezeugen einen erheblichen Widerstand, weil die Fläche, auf welche der Druck von unten wirkt, kleiner ist, als die dem oberen Drucke ausgesetzte Fläche. Indessen ergiebt die Beobachtung, daß zu Ueberwindung dieses Widerstandes eine verhältnißmäßig um so geringere Gestängeüberwucht erforderlich ist, je mehr Pumpen an dem Gestänge hängen, und es muß daher angenommen werden, daß sich die Ventile nicht gleichzeitig, sondern eins nach dem andern öffnen. Demgemäß wird auch die Anwendung des Bocholtz'schen sogenannten Kraftregenerators sich nur für einfach wirkende Kraftmaschinen und einfache Pumpwerke empfehlen.

Schuchart, Indicatordiagramme von Walzwerkemaschinen. — Hinzufügung weiterer Diagramme zu den bereits im vorigen Bande mitgetheilten und Rückblick auf die Ergebnisse der Versuche. Da meistens falsche Schieberstellungen beobachtet worden sind, so wird empfohlen bei der Construction der Schiebersteuerungen sorgfältig darauf zu sehen, daß sie gegen das Unrichtigwerden geschützt sind, und daß die richtige Stellung leicht und sicher wieder gefunden werden kann. Ferner ist vielfach ein sehr hoher Gegendruck beobachtet worden, ein Uebelstand, welchem ebenfalls leicht vorgebeugt werden kann, entweder durch Vergrößerung der Canäle, oder durch Expansion und Condensation.

Massart, Zinkgewinnung bei der Gesellschaft Nouvelle Montagne. — Uebertragung einer Abhandlung aus der Revue universelle, Bd. XXIX.

Kugel, über die jetzige Arbeiterbewegung. — Dem Arbeiter muß eine solche Existenz geschaffen werden, daß sie sich ohne Aufreibung der materiellen und geistigen Kräfte ein menschenwürdiges Dasein verschaffen können, sie müssen aber auch eine solche sittliche und intellectuelle Bildung erhalten, daß sie die erworbenen Existenzmittel richtig verwenden. Hebung der Volksschule und Errichtung von Fortbildungsschulen sind nothwendige Mittel zu Erreichung dieser Bildung für das nachkommende Geschlecht, für die gegenwärtige arbeitende Classe sind zur Hebung ihrer sittlichen und geistigen Bildung Arbeiter-Fortbildungsvereine und Bibliotheken zu empfehlen. Es darf aber auch Nichts versäumt werden, was die Hebung des materiellen Wohles dieser Classe fördern kann, daher ist die Bildung von Consum- und Sparvereinen, von Kranken- und Invalidencassen zu befördern, wenn dies auch nicht ohne einige Bevormundung möglich sein sollte, ferner sind Arbeiterhäuser (besonders Einzelwohnungen) anzulegen, Gewerkvereine unter verständiger Leitung zu gründen und Einigungsämter einzurichten.

Kirsch, die Hydraulik als exacte Wissenschaft. — Widerlegung der hauptsächlichsten, von Herrn Heinemann unter obiger Aufschrift ausgesprochenen Angriffe gegen die Fundamentalsätze der Hydraulik.

Weltausstellung in Wien. — Programm dieser am 1. Mai 1873 zu eröffnenden Ausstellung.

Field's Lefzenventil. — Den Sitz dieses Ventiles bildet ein Gußstück, welches oben geschlossen ist und einen ringförmigen sich nach außen verengenden Canal besitzt. Der Verschluß wird durch zwei Kautschukscheiben gebildet, von der Form niedriger abgestumpfter Kegel, welche sich mit der breiten Basis berühren. Das Wasser öffnet sich also einen ringförmigen Schlitz, durch den es in horizontaler Richtung austritt. Versucht sind derartige Ventile bis zu 5 Atmosphären Druck.

Verhinderung des Kesselsteins durch zeitweiliges Abblasen. — Eine von Gyps gesättigte Lösung enthält 0,25 Proc., man kann also durch zeitweiliges Abblasen und Einpumpen frischen Wassers die Entstehung einer gesättigten Lösung vermeiden, wobei zur Untersuchung des Kesselwassers ein Aräometer ausreichen dürfte. Zur Zersetzung einer gesättigten Lösung mittelst Chlorbarium ist auf 100 Pfd. Wasser 0,87 Pfd. Chlorbarium erforderlich, welches circa 4 Pf. kostet, ersteres Verfahren ist daher in vielen Fällen billiger.

Breul, feuerfestes Lagergebäude der Gummi-

famm-Compagnie zu Hannover. — Beschreibung dieses fünfetagigen Gebäudes mit auf Säulen ruhenden eisernen Trägern und gewölbten Decken nebst Angaben über die Berechnung der Eisentheile.

Einfluß der Kälte auf Eisen. — Von 2 Gußstahlaxen, wovon die eine bei — 16° R. einen Tag lang im Freien gelegen hatte, die andere aber angewärmt war, brach nach Herrn Asthöver erstere bei dem ersten Schlage aus 5 Met. Fallhöhe, während die zweite selbst bei 11 Met. Fallhöhe noch nicht brach. Nach Herrn Dreyer riß ein 80 Millim. starkes Drahtseil bei strenger Kälte beim ersten Anziehen glatt ab. Nach Sandberg verhielt sich die Festigkeit englischer Schienen bei — 4° und bei + 23° wie 9 : 35, diejenige französischer Schienen wie 14 : 39 und diejenige belgischer Schienen wie 6 : 26. Herr Peters beobachtete an starken Schmiedeeisenstücken in der Kälte grobkörnigen Bruch, während sie handwarm gemacht ein schönes sehniges Gefüge zeigten. Feinkorneisen wird nach Herrn Asthöver beim Ablöschen in kaltem Wasser sehnig, Stahl dagegen bleibt körnig. 350 Axen für die rheinische Bahn, welche recht weich gemacht werden sollen, wurden unter Aschenbedeckung mehrere Tage glühend erhalten, nachher aber spröde und grobkörnig befunden, wogegen sie feinkörnig und weich wurden, als man sie nochmals erhitzte und auf gewöhnliche Art abkühlte.

Dreyer, über Normalmaaße für Rohre. — Vorschlag zur Aufstellung gewisser Normalien für die Dimensionen der Rohre, Krümmer, Ventile u. s. w., welcher einer Commission zur weitern Begutachtung übergeben wird.

Krüger, die Berechnung von Schwungrädern. — Auf Grund der in „Grashof's Festigkeitslehre" aufgestellten allgemeinen Gleichungen über diesen Gegenstand werden für einige häufiger vorkommende Fälle einfachere und bequemere Formeln entwickelt und hiernach berechnete Tabellen mitgetheilt. Für 8-armige Schwungräder mit rechteckigem Querschnitt des Ringes wird erhalten:

$$P_0 = \frac{8}{109} F v^2 \left(1 + \frac{1}{12}\frac{h^2}{r^2}\right)(1 - a) \text{ Kilogr.}$$

$$M_0 = \frac{8}{109} F v^2 r \left[0{,}02551\, a - \frac{1}{12}\frac{h^2}{r^2}(1 - a)\right] \text{ Kilogr.-Centim.}$$

$$s = \frac{8}{109} v^2 \left[0{,}7654\, a \left(1 + \frac{1}{12}\frac{h^2}{r^2}\right)\frac{F}{F_1} + 0{,}5\right] \text{ Kilogr. pro } \square \text{Centim.}$$

wenn r den mittleren Radius des Schwungringes in Centim., h seine radiale Dimension in Centim., F den Querschnitt des Ringes, F_1 den Querschnitt des Armes in □Centim., v die Peripheriegeschwindigkeit in Met., P_0 die resultirende Kraft, M_0 das Kräftepaar, welche in der Schnittfläche das Gleichgewicht herstellen, s die Maximalspannung des Armes bedeuten.

Rosenkranz, über Injectoren. — Interessanter Ueberblick über die Verläufer des Injectors, wohin Stephenson's Blasrohr, Gurney's Dampfstrahlventilator, Thomson's Wasserstrahlpumpe, das Wassertrommelgebläse und Danchell's Dampfmanometer gerechnet werden, und Vorführung des eigentlichen Giffard'schen Injectors nebst seinen verschiedenen Verbesserungen, welche vorzüglich darauf zielten, die Stellvorrichtungen zu vereinfachen und die Dichtung im Innern zu umgehen, überhaupt den Apparat zu vereinfachen.

Käßner, die Locomotivsysteme der Gegenwart. — Eine Tabelle mit den Hauptabmessungen der gebräuchlichsten Constructionen von Schnellzuglocomotiven ohne gekuppelte Axen, nebst einer Tafel mit erläuternden Skizzen und Quellenangaben.

Büttner, Hubmesser für Wasserhaltungsmaschinen. — An der Stirn des einen Balancierzapfens ist eine kleine Schubstange befestigt, welche mittelst eines Lineals ein Frictionsrad bewegt und diesem eine dem Kolbenhube entsprechende Drehung mittheilt. Da eine Bewegung im entgegengesetzten Sinne durch Sperrkegel verhindert ist, so läßt sich an dem von dem Frictionsrad getriebenen Zählwerk die in einer gewissen Zeit vollendete Gesammthublänge ablesen.

Fischer, über Umfried's Mahlgang. — Bei diesem Mahlgang läuft der auf einer horizontalen Welle reitende Läufer zwischen zwei festen Bodensteinen, was zwar die Nachtheile der einseitigen Aufhängung bei verticalen Spindeln beseitigt, aber das Schärfen der Steine sehr erschwert.

Uhlenhuth, die Heizung der Personenwagen. — Auf den hannover'schen Staatsbahnen bewährt sich am besten die Ofenheizung und zwar für Wagen I. und II. Classe das System mit comprimirter Kohle, für Wagen III. Classe Reguliröfen. Die Einrichtung für erstere kostet 60 bis 70 Thlr. pro Wagen, die comprimirte Kohle von Berghausen in Cöln oder Dr. Treumann in Hannover 6¹/₆ Thlr. pro Centner. Bei Regulirösen beträgt der Aufwand an Steinkohle (in wallnußgroßen Stücken) in 15 bis 16 Stunden ca. 25 Pfd. bei 15° C. Temperaturunterschied.

Bothe, Beitrag zur Geschichte der Einführung der Dampfwagen in Preußen. — Bereits im Jahre 1817 wurde von der Generalverwaltung des Salz-, Berg- und Salinenwesens dem Oberbergamt in Bonn Auftrag zu Versuchen mit einem Dampfwagen ertheilt, welcher von Berlin nach dort gesandt werden sollte. Die Probe verzögerte sich aber bis zum Herbst 1819 und fiel ungünstig aus, die Versuche wurden indessen fortgesetzt, bis man sich vollständig überzeugt hatte, daß der nach dem Trevithik'schen Patent gebaute, mit dem Bleukinsop'schen gezahnten Schienenrade versehene Dampfwagen, welcher einen gußeisernen Kessel auf hölzernem Gestell und zwei stehende Cylinder besaß, unbrauchbar sei. Im Jahre 1822, wo der Versuch aufgegeben wurde, war auch in England noch keine Locomotiveisenbahn eröffnet; dies geschah vielmehr erst im Jahre 1825.

Kohlert, Herstellung von Locomotivdetails. — Beschreibung guter Methoden zum Biegen oder Kümpeln der Kesselbleche, Feuerbuchswände, Domuntersetzer und dergl., zweckmäßiger Vorkehrungen zum Einziehen der Stehbolzen, und empfehlenswerther Ausführungsweisen von Axlagerkörpern.

Werner, über Röhrenkessel und Langlois's Rohrverbindung. — Wegen der geringeren Weite der Röhren, welche eine weit geringere Wandstärke zuläßt, gewähren Röhrenkessel bei gleich großer Heizfläche eine vollkommenere Ausnutzung der Wärme; außerdem sind die Wärmeverluste geringer, weil die Züge nicht von Mauerwerk gebildet, sondern ganz oder theilweise vom Kesselwasser umgeben sind. Dagegen ist bei diesen Kesseln die Reinigung von Kesselstein viel schwieriger und deshalb ist das von Langlois angegebene neue Verfahren zur Dichtung solcher Röhren von großer Wichtigkeit. Hierbei sind die Röhren an dem der Rauchkammer zugewendeten Ende mit aufgelöthetem broncenen Schraubengewinde und Schraubenkopf versehen und werden in die mit gleichem Gewinde versehenen Löcher der Rohrplatte nach Zwischenlegung eines bleiernen Dichtungsringes eingeschraubt, während das andere Ende wie gewöhnlich mit Stahlring gedichtet wird.

Schmidt, Versuche über Dampfkesselexplosionen in Amerika. — Indem wir wegen der Art und Weise des Experimentirens und der Art der Versuchskessel auf die Quelle verweisen, haben wir als Hauptergebniß dieser Versuche zu berichten, daß sie gezeigt haben, wie schon bei einem sehr mäßigen Drucke Explosionen stattfinden können, und daß im Moment der Explosion keine plötzliche Verwandlung des Wassers in Dampf stattfindet. Die Dampfspannung steigt übrigens sehr rasch bis zu der die Explosion herbeiführenden Höhe.

Isambert, über Dampfkesselrevisionsvereine. — Die ältesten Vereine dieser Art sind die englischen. Im Jahre 1855 entstand die Manchester-Gesellschaft zur Verhütung von Explosionen mit 269 Mitgliedern, 1858 trat in Huddersfield eine zweite derartige Gesellschaft hinzu, 1862 die Kesselversorgungs-Gesellschaft in South Staffordshire und 1864 eine solche Gesellschaft in London. Es bestehen gegenwärtig vier Gesellschaften, welche zusammen 20200 Kessel umfassen und während ihres Bestehens 32 Explosionen, oder durchschnittlich 1 Explosion auf 3344 Kessel erfahren haben. Gesetzliche Vorschriften über die Dampfkessel existiren in England durchaus gar nicht und die Haftpflicht bei Explosionen ist oft nur scheinbar, weil der Coroner, welcher den Thatbestand zu erörtern hat, sehr häufig gar Nichts davon versteht und die Jury blos auf „zufällige Tödtung“ erkennt. In Deutschland ist der älteste Ueberwachungsverein der im Jahre 1866 gegründete Mannheimer, der ziemlich gleichzeitig mit dem Mühlhausener entstanden ist. 1870 constituirte sich der norddeutsche Verein in Hamburg und der baierische Verein, vor 1/2 Jahre der schlesische Verein; und bei keinem deutschen Verein ist seit seinem Entstehen eine Explosion vorgekommen. Bei diesen Vereinen werden durch die Revisoren gründliche äußerliche und innerliche Untersuchungen der Kessel vorgenommen und die Mitglieder in Bezug auf rationellen Betrieb mit gutem Rath unterstützt, aber sie sind noch lange nicht so zahlreich als zu erwarten stünde, gewähren auch keine Versicherungen gegen Explosionsschäden.

Revellat's Construction der Korblinie. — Man nimmt den kleineren Halbmesser beliebig (aber natürlich kleiner als die kleine Halbaxe) an und trägt ihn von den Endpunkten der großen und kleinen Halbaxe aus an diesen Axen nach dem Mittelpunkte zu ab, verbindet diese Punkte durch eine Gerade, halbirt die Letztere und errichtet im Halbirungspunkte eine Normale, so schneidet diese die verlängerte kleine Halbaxe in dem Mittelpunkte für den zweiten Kreisbogen.

Meyn'sche Dampfkessel. — Bei einem mit Vorsicht durchgeführten Versuche in der Krupp'schen Gußstahlfabrik wurden in 4 Meyn'schen Kesseln in 6 Stunden 25 Min. mit 3756 Kilogr. frisch geförderter Steinkohle von der Zeche Sälzer und Neuack 28356,76 Kilogr. Wasser von 22° C. in Dampf von 4 Atm. Ueberdruck verwandelt, was 7,55 Kilogr. verdampftes Wasser pro Kilogr. Kohle ergiebt. Die Kessel hatten jeder 34,4 □Met. Heizfläche, 10,9 □Met. Ueberhitzungsfläche und 1,54 □Met. Rostfläche, die Temperatur der Gase in den schmiedeeisernen Schornsteinen betrug 210 bis 230° C., der Feuchtigkeitsgehalt der Kohlen 2 Proc., die Zusammensetzung der Kohlen: 83 Proc. Kohlenstoff, 4,28 Proc. Wasserstoff, 6,01 Proc. Sauerstoff und Stickstoff, 6,06 Proc. Asche. Ein anderer, ebenso starker Kessel auf den Phönix-Werken zu Laar, welcher mittelst Injector gespeist wurde, gab 8,6 Kilogr. Verdampfung pro Kilogramm Kohle. Ein Kessel in der Maschinenfabrik von Windhoff, Deeters & Co. in Lingen mit 18,5 □Met. Heizfläche, 7 □Met. Ueberhitzungsfläche und 0,93 □Met. Rostfläche lieferte 7,09 Kilogr. Verdampfung. Dickere Kesselsteinkrusten sind nirgends beobachtet worden, wogegen in einem Mayn'schen Kessel mit Kesselsteinapparat aus Letzterem alle sechs Wochen 150 bis 200 Kilogr. Niederschläge entfernt wurden.

Breul, Wellenkuppelung. — Zur Beseitigung der durch Ausdehnung stehender Wellen für die daransitzenden conischen Räder entspringenden Nachtheile sind bei den Wellen des Lagergebäudes der hannover'schen Gummikamm-Compagnie die aufeinandertreffenden Enden der Wellenstücke mittelst flacher Keile als Mitnehmer gekuppelt und mit aufgesteckten Muffen versehen, welche von einem am unteren Muffe befestigten Ringe umgeben sind.

Kohlrausch und Loomis, Einfluß der Temperatur auf die Elasticität des Eisens, Kupfers und Messings. — Diese feinen Beobachtungen wurden mit Hilfe der Torsionselasticität angestellt, indem der reciproke Werth des Quadrates der Schwingungsdauer das Maaß für den Torsionsmodulus bildet. Die 160 Millim. langen, 0,2 bis 0,3 Millim. starken Drähte befanden sich in einem cylindrischen, durch ein Dampfhemd geheizten Hohlraum und die Ergebnisse der Beobachtung lassen sich durch nachstehende Formeln wiedergeben, in denen E_0 den Elasticitätsmodulus, τ die Temperatur (die Beobachtung ging blos bis $\tau = 90°$ C.) bedeutet:

für Eisen $E = E_0(1 - 0{,}000447 . \tau - 0{,}00000012 . \tau^2)$
„ Kupfer $E = E_0(1 - 0{,}000520 . \tau - 0{,}00000028 . \tau^2)$
„ Messing $E = E_0(1 - 0{,}000428 . \tau - 0{,}00000136 . \tau^2)$.

Unter Elasticitätsmodulus ist hier das Gewicht verstanden, welches an einem Drahte, dessen Längeneinheit die Masseneinheit besitzt, die Längeneinheit verdoppeln würde, bezieht man denselben aber auf den Querschnitt, so nehmen die Factoren von τ resp. die Werthe 0,000483 für Eisen, 0,000572 für Kupfer, 0,000485 für Messing an. Aus der Schallgeschwindigkeit ergaben sich folgende Elasticitätsmodeln:

	nach der Masse der Längeneinheit	nach dem Querschnitt
für Eisen	E = 2580	20310
„ Kupfer	1350	12140
„ Messing	1170	9810.

Robert's Diffussionsapparat zur Saftgewinnung. — Beschreibung und Abbildung dieses Apparates nach Dingler's polyt. Journal, Bd. 200, S. 127.

Carr's Zerkleinerungsmaschinen für Steinkohlen. — Nach einer Abhandlung von Hanrez in der Revue universelle, Bd. 27, S. 623 liefert ein Carr'scher Disintegrator der mittleren Größe zu Anzin täglich 400 Tonnen Kohle zur Cokesfabrikation. Bei 1,2 Met. Durchmesser und 350 bis 400 Umdrehungen pro Minute sind zur Zerkleinerung von 10 Tonnen Kohle stündlich 10 bis 12 Pferdekräfte erforderlich.

Gill's Sandpumpe. — Nach der Zeitschrift für Berg-, Hütten- und Salinenwesen, 1871, S. 25, wurde mit diesem Apparate, welcher eine Verbesserung des in Ostindien zu Pfeilergründungen bei der Brücke über den Djumnafluß benutzten Apparates ist, auf den Berliner Wasserwerken ein Brunnen von 4,29 Met. Weite in 17 Tagen um 14,12 Met. vertieft. Er bedarf zur Bedienung 9 Mann, welche in einer Stunde den Cylinder in gewöhnlichem Sandboden 5 bis 6 Mal füllen.

Fischer, Schornsteinkopf. — Als zweckmäßig wird ein einfacher Schornsteinkopf empfohlen, welcher aus einem über der Essenmündung schwebenden kegelförmigen Hute besteht. Der Wind drückt diesen Hut einseitig gegen die obere Schornsteinmündung, so daß der Rauch auf der entgegengesetzten Seite frei ausströmen kann. Ein Gegengewicht auf der Spitze des Hutes befördert die Einstellung.

Körting's Condensator — beruht auf dem bereits 1856 von Barcley angegebenen, 1867 durch Morton weiter ausgebildeten Princip, unterscheidet sich aber vom Morton'schen Ejector-Condensator dadurch, daß der abblasende Dampf durch frischen Kesseldampf unterstützt wird, und daß das Wasser nicht eingesaugt wird, sondern unter Druck zuströmt. Ein in der hannover'schen Gasanstalt befindlicher derartiger Condensator soll 23 Zoll Vacuum erzeugen.

Zipser's Kesselsteinauffänger — besteht aus einem oben durch ein Gitter geschlossenen Blechkasten, in dessen Boden 2 bis 4 Röhren angebracht sind, über welchen oben Schienen hängen. Das stark bewegte Wasser, welches durch die Röhren eintritt, wird durch die Schienen-bestimmt, die Sinkstoffe in das Gefäß abzuführen. Solche Apparate sollen nach Heusinger von Waldegg wirksamer sein, als der Popper'sche Antiincrustator.

Springmann, über amerikanische Flußdampfer. — Bei den Hudsondampfern erheben sich über dem Rumpfe noch drei, nach allen Seiten übergebaute Etagen, von denen die erste von Maschinen und Kohlen, die zweite von luxuriösen Salons eingenommen wird. Die Maschinen sind eincylindrige Balanciermaschinen mit großem Hub, z. B. 3,66 Met.), großer Geschwindigkeit (durchschnittlich 2,13 Met.) und kurzen Balanciers mit 45° Ausschlag; die Schaufelräder sind sehr groß (bis 13,7 Met. hoch) und ihre Axen liegen in der ersten Etage. Die Dampfkessel stehen auf dem übergebauten Theil des Deckes, sind mit zwei einwandigen Feuerungen und mehreren Feuerrohren versehen, und werden mit Anthracit geheizt (6,2 Pfd. Verdampfung pro Pfund Kohle oder 540 Pfd. pro Quadratmeter), wobei durch ein Gebläse Luft unter den Rost geführt wird. Auf den westlichen Strömen wird jedes Schaufelrad durch eine besondere horizontale Maschine getrieben, welche aus Cylinderkesseln mit äußerer Feuerung mit Dampf versorgt werden. Auf dem obern Ohio hat man, des geringen Tiefganges halber (0,6 Met.), Dampfer mit einem einzigen Schaufelrad hinter dem stumpf abgeschnittenen Stern und zwei Steuerrudern. Die Fahrgeschwindigkeit der amerikanischen Dampfer beträgt 40 Kilometer pro Stunde.

Heber, unterirdische Wasserhaltungsmaschinen in England. — Auf der Steinkohlengrube Trimdon Grange zu Durham steht eine unterirdische Dampfmaschine, welche vom Tage durch 178 Millim. weite Dampfrohre mit Dampf versehen wird und mit 10 bis 15 Doppelhüben in der Minute (0,61 Met. Kolbengeschwindigkeit) arbeitet. Die Dampfkolbenstange bildet zugleich den Plunger. Pumpenkolbendurchmesser 254, Steigrohrdurchmesser 203, Ventildurchmesser (bronzene Tellerventile) 152 Millimeter. Saughöhe 7,92, Steighöhe 137 Met. Dampfkolbendurchmesser 2016, Hub 1220 Millim. Spannung des Dampfes 1,9 Kilogr. pro □Centim. Die Maschine ist sehr compendiös, arbeitet aber sehr unruhig und nur mit ca. 45 Proc. Nutzeffect, erzeugt eine sehr bedeutende Temperaturerhöhung und verspricht wenig Dauer. Eine ähnliche Maschine auf der Broad-Oak-Zeche bei Swansea arbeitet besser. Plungerdurchmesser 203, Steigrohrweite 254 Millim. Kolbengeschwindigkeit 0,66 Met. Auf der Adelaide-Zeche bei Bishop Auckland steht eine Maschine von Tangye Brothers & Holman, bei welcher der 660 Millim. weite Dampfcylinder zwischen den beiden 165 Millim. weiten Pumpenstiefeln liegt. Hub 1830 Millim., Ventilquerschnitt 206 □Cent. Saughöhe 6,1, Steighöhe 315 Met. Steigrohrweite 178 Millim., Kolbengeschwindigkeit 0,78 Met. Kolossaler Windkessel. Speisung aus einem unterirdischen Dampfkessel. Gang vollkommen ruhig. Bei nicht zu starken Wasserzugängen sind derartige Pumpwerke, welche das Wasser ohne alles Gestänge direct mittelst eines einzigen Pumpensatzes auf große Höhen heben, wohl zu empfehlen, da sie nicht stärker gemacht zu werden brauchen, als der augenblickliche Bedarf verlangt, und sehr viel billiger sind, als oberirdische Maschinen; sie sind aber in der Unterhaltung kostspieliger und sehr unbequem durch die bedeutende Erwärmung der Umgebungen.

Krieg, die Papierfabrikation in Japan. — Bericht über die von der englischen Regierung angeordneten Erhebungen über die dortige Papierindustrie, welche durch die Güte des Papieres, sowie durch das Material (blos Baumrinde) ausgezeichnet ist.

Meyer, Warmwasserheizung von San Galli in Petersburg. — An Stelle der Wasseröfen sind hier blos Röhren von größerem Querschnitt und sogenannte Batterieen, d. h. Röhren mit vielen außen angegossenen dünnen Flanschen, verwandt, auch wird die vorliegende Abhandlung dadurch lehrreich, daß ein Beispiel über die Berechnung einer solchen Heizung vorgeführt wird.

(Schluß folgt.)

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

zu dem achtzehnten Bande des

Civilingenieur.

№ 6.

Literatur.

Der englische Einschnitts-Betrieb. Ein Beitrag zum Erdbau von Franz Rziha, Ober-Ingenieur, Ritter des Königl. Preuß. Kronenordens. Separat-Abdruck aus den Technischen Blättern, Vierteljahrsschrift des deutschen polytechnischen Vereins, früher deutschen Ingenieur- und Architecten-Vereins in Böhmen. IV. Jahrgang. 1. Heft. Mit einer Tafel. Berlin. Verlag von Ernst & Korn. 1872.

Diese höchst vorzügliche Arbeit, welche zunächst die für jede Erdarbeit einflußreichen Factoren aufsucht und Dispositionsregeln für derartige Arbeiten aufstellt, dann einen allgemeinen Ueberblick über die verschiedenen Systeme des Erdbaus giebt und nun erst specieller die finanziellen Vor- und Nachtheile des englischen Systems untersucht und gegenseitig abwägt, muß allen Ingenieurs aufs Wärmste zum Studium empfohlen werden.

Patentgesetzgebung der Vereinigten Staaten von Amerika. Uebersetzt von Adolph Ott & Co., Patent-Agenten, P. O. box 2705, New York. Zweiter Abdruck. Verlag von Quandt & Händel in Leipzig.

Da in den letzten Jahren neue Gesetze über das amerikanische Patentwesen und Vorschriften über das Verfahren beim Patentamt erlassen worden sind, so ist das Erscheinen der vorliegenden Schrift ein höchst zeitgemäßes, was auch dadurch bewiesen wird, daß sie bereits im zweiten Abdruck erscheint.

Theorie des Modellbaues oder Feststellung der Beziehungen zwischen Modell und der in einem bestimmten Verhältniß vergrößerten Maschine. Von E. Schindler, Professor an der Realschule in Ofen. Weimar, 1872. Bernhard Friedrich Voigt.

Die Verhältnisse zwischen der Leistung eines Modelles und einer im Großen ausgeführten Maschine sind wohl noch nirgends so eingehend untersucht worden, als in vorliegendem Werkchen, welches specieller von den stehenden Dampfmaschinen, den Locomotiven und der Luftschifffahrt handelt.

Tabellen der Steigungsverhältnisse von 1:40 bis 1:1000 für Distanzen von 1 bis 100 und der analogen Neigungswinkel von C. M. v. Junker, Ingenieur. Wien. Lehmann & Wentzel.

Diese auf drei Decimalstellen berechneten Tabellen zeichnen sich durch schöne Ausstattung aus.

Die Aneroide von Naudet und Goldschmid. Ihre Einrichtung und Theorie, ihr Gebrauch und ihre Leistungsfähigkeit beim Höhenmessen und Nivelliren. Nebst 4 Hilfstafeln für barometrische Arbeiten. Eine Studie für Geodäten, Physiker, Meteorologen, namentlich aber für Eisenbahn-Tracirungs-Ingenieure. Von Josef Höltschl, d. Z. Supplenten der praktischen Geometrie am k. k. polytechnischen Institute. Mit 7 Holzschnitten im Texte. Wien, 1872. Alfred Hölder. Beck'sche Universitäts-Buchhandlung.

In diesem umfänglicheren Werke begründet der Herr Verf. Manches genauer, was er in seiner vor ca. 2 Jahren erschienenen Schrift über „das Höhenmessen mit Metall-Barometern" in Folge unzureichender Erfahrungen noch nicht als entgiltig hinzustellen vermochte, und berücksichtigt dabei nicht blos die bekannten Naudet'schen, sondern auch die wesentlich anders construirten Aneroide von Goldschmid in Zürich. Ingenieurs, welche sich dieser Instrumente bei Tracirungsarbeiten bedienen wollen, finden in obigem Werke eine auf zahlreiche Erfahrungen gegründete Anleitung zum Höhenmessen und Nivelliren mit Aneroiden, nebst Beispielen über deren Leistungsfähigkeit, sowie eingehende Belehrung über die Theorie und die Fehler dieser Instrumente.

Mittheilungen über das mechanische Puddeln nach Danks. Von J. J. Bodmer, Ingenieur in London. 1. Heft. Bericht der von England nach Amerika gesendeten Kommission. Wien 1872. Lehmann & Wentzel, Buchhandlung für Technik und Kunst.

Wegen des großen Interesses, welches das Danks'sche mechanische Puddelverfahren überall erregt hat, kann vorliegendes Schriftchen, welches von einem Commissionsmitgliede verfaßt und durch Herrn Eisenbahn-Ingenieur Bojáček in Ofen ins Deutsche übertragen worden ist, und welchem 7 Tafeln Zeichnungen beigegeben sind, allgemein auf sehr freundliche Aufnahme rechnen.

Ueber Eisenbahnen von localem Interesse, insbesondere Vizinal- und Industrie-Bahnen von Adolf Schübler, Kön. württ. Eisenbahn-Bauinspector. Stuttgart. Verlag von Paul Neff. 1872.

Es mehrt sich täglich das Bedürfniß nach Localbahnen,

und da andrerseits die Ansichten über die Zulässigkeit und Einrichtung solcher Bahnen noch nicht genügend abgeklärt sind, so mögen wir nicht unterlassen, auf obige Schrift aufmerksam zu machen, in welcher vorurtheilsfrei und mit großer Sachkenntniß der muthmaßliche Bauaufwand die zu erwartende Bruttoeinnahme und der voraussichtliche Betriebsaufwand solcher Bahnen erörtert wird.

Katechismus der Einrichtung und des Betriebes der Locomotiven für Locomotivführer, Bahnbeamte u. s. w., sowie zur populären Belehrung für Gebildete jedes Standes. Verfaßt von Georg Kosak, k. k. Prüfungscommissär für Locomotivführer und Professor an der Landes-Oberrealschule im Wiener Neustadt. Mit zahlreichen in den Text gedruckten Holzschnitten und 3 Tafeln, nach Zeichnungen des Verfassers. Zweite Auflage. Wien. Lehmann & Wentzel. Buchhandlung für Kunst und Technik.

Gegen die erst vor drei Jahren erschienene erste Auflage dieses Werkchens besitzt die neue Auflage in den beigegebenen Holzschnitten und lithographirten Tafeln einen sehr großen Vorzug, da es erst mit Hilfe von Abbildungen möglich wird, gewisse Dinge zu besprechen. Auch der Text hat manche Erweiterung und Verbesserung erfahren.

Tafel der Umfangsgeschwindigkeiten pro Secunde, berechnet aus Durchmesser und Umdrehungszahl pro Minute. Herausgegeben von Dr. E. Hartig, Professor an der königl. polytechnischen Schule in Dresden. Weimar 1873. Bernhard Friedrich Voigt.

Fabriktechniker, Constructeure und Ingenieure, welche viel mit Umfangsgeschwindigkeiten und Transmissionen zu thun haben, werden für die Veröffentlichung dieser bequemen Tabelle sehr dankbar sein, da sie ihnen manche lästige Rechnung erspart. Sie ist mit der Thomas'schen Rechenmaschine berechnet, was für vollkommene Correctheit bürgt, und enthält die den Umgangszahlen von 1 bis 1000 pro Minute entsprechenden Umfangsgeschwindigkeiten pro Secunde, berechnet auf 5 geltende Ziffern.

Construction der Kolben- und Centrifugalpumpen, Ventilatoren und Exhaustoren. Für technische Lehranstalten, sowie für den praktischen Gebrauch bearbeitet von C. Fink, Professor an der königlichen Gewerbe-Akademie und Civilingenieur zu Berlin. Mit 24 in den Text gedruckten Holzschnitten und 4 lithographirten Tafeln. Berlin 1872. Verlag von Rudolph Gärtner.

Vorliegende Monographie ist aus einer Reihe von Abhandlungen entstanden, welche der Herr Verf. in der „Zeitschrift des Vereins deutscher Ingenieure“ veröffentlicht hat, und welche vielen Beifall gefunden haben. Bei der nochmaligen Ueberarbeitung haben diese Abhandlungen manche Ergänzung und Verbesserung erhalten, so daß ein höchst lehrreiches Buch für Maschinenbauer und Constructeure daraus entstanden ist, welches namentlich in seinem ersten Abschnitte über Kolbenpumpen sehr viel Neues enthält. Auch die beiden andern Abschnitte über Centrifugalpumpen, Ventilatoren und Exhaustoren bieten in theoretischer Beziehung eingehende Belehrung. Wenn übrigens auch in diesem Buche nicht ausführlich auf die constructive Ausführung der genannten Maschinen eingegangen ist, so ist doch stets Rücksicht auf die praktische Anwendbarkeit der entwickelten Regeln genommen.

Die Ausgleichungsrechnung nach der Methode der kleinsten Quadrate mit Anwendungen auf die Geodäsie und die Theorie der Meßinstrumente. Von F. R. Helmert. Leipzig, Druck und Verlag von B. G. Teubner. 1872.

Dieses streng wissenschaftliche Werk, welches aus den Vorträgen des Herrn Verfassers am Polytechnicum zu Aachen hervorgegangen ist, unterscheidet sich vor den meisten Werken über die Methode der kleinsten Quadrate dadurch, daß es nicht von der Wahrscheinlichkeitsrechnung ausgeht und sich hauptsächlich mit der Ausgleichung directer, sowie vermittelnder und bedingter Beobachtungen beschäftigt, hierbei aber der Unterscheidung zwischen wahren und plausibeln Fehlern mehr Wichtigkeit beilegt und einen neuen Begriff, denjenigen der äquivalenten Beobachtungen, zu Hilfe nimmt. Als praktische Beispiele und Anwendungen sind einige zwanzig verschiedene Aufgaben über das Nivelliren und Distanzmessen, über Winkelmessungen und Triangulationen, sowie über Längenmessungen vorgeführt, und ein besonderer Abschnitt handelt von der Anwendung der Methode der kleinsten Quadrate auf die näherungsweise Darstellung gegebner Functionen, Aufstellung von Interpolationsformeln und dergl.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1872. Band XVI, Heft 1—4. (Schluß.)

Heusinger v. Waldegg, Fabrikation der Speichenräder. — In den Cockerill'schen Werkstätten werden die 60 bis 95 Kilogr. schweren Naben aus einem um 40 Proc. schwereren würfelförmigen Packete aus in gekreuzten Lagen arrangirten Rohstäben Nr. 4 unter einem 5 Tonnen schweren Hammer auf cylindrische Form vorgeschmiedet, dann nochmals in Weiß-Hitze genommen und nun in einer Hitze fertig gemacht. Das Lochen erfolgt in derselben Hitze mittelst eines etwas conisch auslaufenden cylindrischen Stempels unter dem nämlichen Dampfhammer. Bei Anfertigung der nach Außen etwas verjüngten, meist $2^1/_2$ bis 3 mal so breiten als dicken Arme werden Packete aus Eisen Nr. 4 unter einem 2 Tonnen schweren Hammer vorgeschmiedet, wobei an beiden Enden Material zur Herstellung der Verbindung belassen werden muß, dann werden sie in einem Ambos mit Gesenk und mittelst eines Hammers, welcher die andere Hälfte der Hohlform enthält und durch Stäbe geführt wird, in Weißhitze fertig geschmiedet. Die Radkränze, welche 110 × 35 bis 120 × 40 Millim. Querschnitt besitzen, werden aus Eisen Nr. 4 und in hydraulischen Walzwerken fabricirt, wobei wegen des späteren Abdrehens sowohl in der Breite als im Durchmesser 2.5 Millim. zugegeben werden müssen. Bei der Bildung des Radsternes werden die Arme um die Nabe herum arran-

girt und dabei provisorisch durch einen aus zwei Theilen bestehenden Preßring zusammengehalten, welcher durch allmäliges Anziehen der Schrauben die Arme in die Nabe fest einpreßt. Dann wird das Ganze einem Schweißfeuer ausgesetzt und unter dem 9tonnigen Hammer bearbeitet, wobei die Nabe im Loche etwas zusammengeht, so daß nochmals ein massiver Cylinder hindurch getrieben werden muß. Inzwischen ist der Kranz auf der Stoßhobelmaschine mit Einschnitten zur Aufnahme der Arme versehen worden. In einen solchen etwas hohl liegenden Kranz wird der zugehörige Radstern eingesenkt, resp. eingetrieben, gut centrirt und provisorisch befestigt, worauf jeder Arm per Hand einzeln unter einiger Materialzugabe mit dem Kranze verschweißt und zuletzt eine Vollendschweißung unter dem Dampfhammer in gußeiserner Form gegeben wird.

Vogel, der Lichtpausproceß. — Copirpapier, welches von Talbot in Berlin (Wilhelmstraße 101) zu beziehen ist, wird mit seiner glatten Seite so innig wie möglich auf die Zeichnung gepreßt, wozu besondere Copirrahmen geliefert werden. Nach der Belichtung wird die Copie in einer concentrirten Lösung von unterschwefeligsaurem Natron fixirt (10 Minuten), sorgfältig in reinem Wasser ausgewaschen und getrocknet. Will man die verkehrte und weiß auf schwarzem Grunde erscheinende Copie umkehren, so muß man sie nochmals in derselben Weise copiren.

Bezeichnung der neuen Maße und Gewichte. — Die Normal-Aichungs-Commission braucht folgende Abkürzungen: Kilometer km, Dekameter dkm, Meter m, Decimeter dcm, Centimeter cm, Millimeter mm, Hektar ha, Are a, Quadratmeter qm oder □m, Quadratdecimeter qdcm, Quadratcentimeter qcm, Quadratmillimeter qmm, Cubikmeter cbm, Cubikcentimeter ccm, Cubikmillimeter cbmm, Liter l, Hektoliter hl, Kilogramm kg, Dekagramm dkg, Gramm g, Decigramm dcg, Centigramm cg, Milligramm mg.

Minssen, Explosion eines Montejus. — Ein ganz neuer Montejus, welcher an einem Sonnabend mit Zucker gefüllt und so bis zum andern Morgen stehen geblieben war, explodirte in der frühen Morgenstunde unter Auswerfung eines dunkeln, brandig riechenden Saftes, ohne daß sich ungesunde Stellen an den abgerissenen Stücken erkennen ließen, oder eine hohe Dampfspannung stattgefunden hätte. Der Herr Verf. nimmt an, daß der zu Caramel gewordene Zucker Schuld daran sei, indem sich bei dieser Umänderung explosive Gase gebildet haben sollen.

Chillingworth, Wirbelbildung als Ursache von Kesselexplosionen. — Für die auch in d. Bl. erwähnte Explosion zu Remscheid soll nach dem Verf. die Erklärung zu finden sein in der Entstehung eines Wirbels im Dampfraume unter der Ventilmündung, durch welchen das Wasser wie von einer Wasserhose in die Höhe gerissen worden sei.

Abel's Schießbaumwolle. — Geringe Baumwolle, Spinnereiabfälle und dergl. werden für einige Minuten in ein Gemisch von Salpeter- und Schwefelsäure getaucht, dann zwei- bis dreimal mit Wasser gespült und in Centrifugalmaschinen entwässert, hierauf in Papierholländern zerstampft und in warmem Wasser so lange ausgewaschen, als noch Spuren von Säure erkennbar sind, worauf der Brei in Formen gepreßt und in wasserdichte Gefäße verpackt werden kann. Vor der Verwendung ist die Schießbaumwolle auf heißen Platten in freier Luft zu trocknen. Sie entzündet sich an der Flamme ohne Explosion und ist nur durch einen detonirenden Körper zur Explosion zu bringen.

Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten Vereines. XXIV. Jahrg. 1872, Heft 5—8.

Schmidt, Bolzano's Klarkohlenrost. — Dieser Rost besitzt drei Etagen und eine Schüttgosse, mittelst welcher der oberste Rost beschickt wird. Dieser besteht aus abwechselnd festliegenden und beweglichen Längsstäben, die am untern Ende abgestuft und unter 12° geneigt sind. Auf den oberen folgt ein zweiter ebenso eingerichteter Rost und die unterste Etage bildet ein herausziehbarer Planrost, welcher 1 bis 1,2 Meter unter dem Kessel liegt. Die Feuerbrücke ist nicht vertical gemauert, sondern schräg ansteigend, damit die Hitze nach dem Kessel hin reflectirt werde. Der Herr Verf. rühmt von diesem Roste, daß er eine sehr hohe Entzündungstemperatur bewirke, mit welcher eine bessere Ausnützung der Wärme verbunden sei, und sucht dies auch theoretisch zu beweisen. Auch soll dieser Rost eine forcirte Heizung gestatten, so daß mit 1 □Met. Heizfläche pro Pferdekraft auszukommen sei.

Sigl, Müller's Seiltraject. — Wie bei der Hodgson'schen Drahtseilbahn werden die Gefäße durch bewegliche Seile ohne Ende transportirt, um aber schwerere Wagen fortschaffen zu können, sind die Seile paarweise angeordnet, so daß die Gefäße auf Klauen zwischen den parallelen Seilen hängen. Der Zweck dieses Trajectes ist besonders der, Grubenhunde und dergl., welche auf Eisenbahnen laufen, über Thäler, Flüsse und sonstiges schwieriges Terrain hinwegzuschaffen, auf welchem Eisenbahnen nur mit großen Kosten herzustellen wären. Die Maschinenfabrik von G. Sigl in Wien ertheilt weitere Auskunft.

Brausewetter, Durchlässe unter hohen Eisenbahndämmen. — Beschreibung von zwei gelungenen gewölbten Durchlässen unter 15,2 und 22,9 Met. Ueberschüttungshöhe, bei welchen die Aufschüttung sofort auf das noch nasse Gewölbe gebracht worden ist.

Sußa, Explosion der Locomotive Glaukos in der Station Oderberg. — Die genannte Maschine war 17 Jahr alt und diente nur als Rangirmaschine. Sie explodirte im Stillstande, als Führer und Heizer abgestiegen waren. Die Maschine war an derselben Stelle verblieben, aber entgleist; vom Cylinderkessel war nur die untere Längenplatte mit Rauch- und Feuerkiste in Verbindung geblieben, Feuerkiste, Rauchkiste und Schornstein wurden nicht beschädigt. Der Kessel war 2 Jahre vor der Explosion innerlich untersucht und auf den $1^1/_2$ fachen Druck probirt worden. Beim Abgang des Führers (10 Minuten vor der Explosion) zeigte das Manometer 65 Pfd., der Wasserstand 13 bis 16 Centim. über der Feuerkistendecke, der Rost war 16 Centim. hoch beschickt, die Feuerthür stand offen und die Aschenklappe war geschlossen. Fehlerhaft war die Construction des Kessels, indem seine verticale Axe um $^1/_{12}$ größer war, als die horizontale, indem ferner die Kesselbleche senkrecht auf die Walzrichtung beansprucht wurden, und indem drittens alle verticalen Nietenreihen fehlten, welche gewissermaaßen als Verstärkungsringe anzusehen sind. Diese Umstände, sowie das hohe Alter des Kessels können wohl die Explosion erklären, indessen in

noch anzuführen, daß der Kessel im Jahre 1866 von den preußischen Truppen mit Nitroglycerin zu sprengen versucht worden war.

Verstärkung von Tragfedern. — Bei den Wagen der dänischen Staatsbahn sind die für die (durch Steigerung des Verkehres nöthig gewordenene) größere Belastung zu schwachen Blattfedern durch Beigabe von Thomson'schen Patentfedern (Stahlspiralen, welche innerlich mit stark comprimirter Wolle ausgefüllt und in ein Gehäuse eingeschlossen sind) um 25 Proc. verstärkt worden.

Atkins Feuerspritze — wirft Wasser aus, welches dadurch mit Kohlensäure und Stickstoff geschwängert ist, daß mittelst einer besonderen Pumpe atmosphärische Luft durch einen an der Maschine befindlichen mit glühenden Holzkohlen gefüllten kleinen Ofen getrieben und dann in das Wasser gepreßt wird.

Karst, die Brücke über den Lek bei Kuilenburg in Holland. — Mit Rücksicht auf die Gefahren der Eisgänge hat diese Brücke eine Oeffnung von 150, eine zweite von 80 und noch sieben Inundationsöffnungen von 57 Met. Lichtweite erhalten. Die Brücken über die beiden weitesten Oeffnungen liegen horizontal und in 12,66 Met. Höhe, die übrigen in einer Steigung von 1 : 120. Die Pfeiler wurden von dem Unternehmer P. Quent aus Amsterdam hinter Fangdämmen mit Beton fundirt und aus Quadern aufgeführt, der eiserne Ueberbau aber an J. C. Harkort übertragen, welcher die Firma Jacob Haniel & Huisen in Sterkrade mit zu Hilfe nahm. Bei der 150 Met. Oeffnung beträgt die Länge des eisernen Oberbaues von Mitte zu Mitte der Auflagerstühle 157,3 Met. Die Tragwände zeigen ein dreifaches Fachwerk, verticale Druckstreben, flache Zugbänder und kastenförmige Gurtungen, wovon die obere nach einem Kreisbogen gekrümmt ist. Sie sind in der Mitte 20,5 Met. hoch und durch starke obere Querverbindungen abgesteift. Die Querträger liegen 4 Met. auseinander und sind durch vier Schwellenträger unter sich verbunden. Vorläufig liegt erst ein Gleis in der Mitte der Brücke, deren Bedielung aus eichenen Bohlen hergestellt und zur Sicherung gegen Brand theilweise mit geripptem Blech abgedeckt, auch mit zwei erhöhten Gehwegen versehen ist. In den Gurtungen sind 700, in den Zugbändern 650 und in den Verticalstreben 800 Kilogr. pro □ Centim. Querschnitt als zulässige Belastung zu Grunde gelegt. Unsere Quelle enthält interessante Angaben über die Anfertigung dieser Eisenconstruction. Die Aufstellung einer Brücke über eine 57 Met. Oeffnung erforderte durchschnittlich 4 Wochen, diejenige der 80 Met. Brücke 5 Monate und diejenige der 150 Met. Brücke ca. 8 Monate. Das Totalgewicht sämmtlicher Brücken beträgt 4900 Tonnen und die Gesammtkosten 2839000 holländ. Gulden, wovon 893800 Gulden auf die Pfeiler und Widerlager kommen.

Die mährisch-schlesische Centralbahn. — Eingehende Beschreibung dieser Bahn mit Nachweis ihrer Existenzberechtigung.

Die Gürtelstraßenbahn in Wien. — Comitébericht über die Frage, ob auf der neu anzulegenden Gürtelstraße die Anlegung einer schmalspurigen Locomotivbahn oder einer Pferdeeisenbahn den Vorzug verdiene, und Discussion hierüber. Der Comité giebt einer im Niveau der Gürtelstraße zu legenden Locomotivbahn den Vorzug, da der Zweck der Gürtelbahn die pünktliche Beförderung zahlreicher Personen und größerer Eilfrachtmassen und auf zahlreiche bequeme Aus- und Absteigeorte Rücksicht zu nehmen sei. Eine schmalspurige Bahn werde im vorliegenden Falle nicht besondern Nutzen gewähren, da die Kosten des Unterbaues hier dieselben blieben und besondrer Werth auf die directe Ueberführung der Frachtgüter, sowohl von den Bahnhöfen auf die Gürtelbahn, als von dieser auf die bereits vorhandene normalspurige Pferdebahn (Ringbahn) zu legen sei. Es würde sich aber empfehlen, für Schienen, Locomotiven und Fahrpark leichtere Constructionen zu wählen, um die Kosten nahezu so weit herabzuziehen als für eine Localbahn. Eine Minorität des Comité's hält dagegen die Wahl einer kleineren Spurweite für vortheilhafter, da die Trace der Bahn durch die Gürtelstraße vorgeschrieben sei, eine normalspurige Bahn also ungünstige Verhältnisse bezüglich der Curven und Steigungen erhalten werde, da ferner eine möglichst große Zahl von Zügen anzustreben sei, was bei billigeren Locomotiven und Wagen eher rentabel sein werde, als bei großen und theueren, da weiter der Betrieb einer Localbahn weniger Belästigungen für die Umgebung und mehr Sicherheit vor Unglücksfällen biete, da die Rentabilität des Unternehmens die weitere Aussendung von Zweigbahnen erfordere, welche aber nur schmalspurig gemacht werden könnten, da der Vortheil der gleichen Spurweite mit der Ringbahn nur illusorisch sei, weil auf Letzterer weder bei Tag, noch bei Nacht Güter verführt werden könnten, und da endlich auch der Nachtheil, daß eine schmalspurige Bahn keine directe Ueberführung von Gütern von den Hauptbahnen zulasse, nicht hoch anzuschlagen sei, weil für das Uebergehen der Wagen eine die durch zweckmäßige Umladekrahne sehr herabzuziehenden Umladekosten oft übersteigende Wagenmiethe zu zahlen sei, und weil nöthigenfalls nach wichtigen Depots auf der schmalspurigen Bahn zur Aushilfe eine dritte Schiene angeordnet werden könne. Um die vorliegende Frage noch weiter zu erörtern, wurde ein verstärktes Comité eingesetzt, welches sich dann dahin aussprach, daß die Gürtelstraße nur für eine schmalspurige Locomotivbahn geeignet sein werde, da sie zu starke Steigungen und Krümmungen zeige, und da die Bahn nicht nur den Unterbau herzustellen, sondern auch das Areal selbst zu acquiriren habe, so daß die Anlagskosten bei normaler Spur sich sehr viel höher belaufen würden.

von Weber, die Wagenheizung auf Eisenbahnen. — Unter den 13 verschiedenen Methoden, welche hier von 56 Eisenbahnverwaltungen beschrieben werden, ist diejenige mit Wärmflaschen mit Wasserfüllung die verbreitetste, dann folgen der Häufigkeit nach: die Sandheizung, diejenigen mit Schüttöfen, präparirter Kohle und Locomotivdampf, dann die Dampfheizung aus einem besondern Kessel, dann Wassercirculationsheizung und Mantelöfen, dann Luftheizung, Heizungen mit Berghausen'schen Wärmkästen und mit erhitzten Ziegelsteinen, endlich Heizung mit Fayenceöfen und mit Caloriferen. Als leitender Grundsatz ist anzusehen, daß die Erwärmung nicht über + 10° C. betragen darf, daß die Heizung nachhaltend und gleichförmig, bequem zu handhaben und nicht mit Belästigungen der Reisenden verbunden sein muß. Wärmflaschen mit heißem Wasser oder Sand sind daher nicht zu empfehlen, Heizungen mit circulirendem heißen Wasser kaum ausführbar, Ofenheizungen gefährlich und unzweckmäßig wegen der ungleichförmigen und namentlich für die Füße ungenügenden Erwärmung, Caloriferen mit den Unvollkommenheiten der Circulationsheizungen und Oefen zugleich behaftet, somit

verdienen eigentlich nur die Dampfheizungen und diejenigen mit präparirter Kohle eine eingehendere Beachtung. Wird der Dampf zu ersteren aus dem Locomotivkessel entnommen, so muß zunächst seine Spannung herabgezogen werden, es verursacht aber dann wieder Schwierigkeiten, diesen schwachgespannten Dampf durch die vielen Kniee der Rohrleitung richtig circuliren zu lassen, ferner bewirkt die Kuppelung der Leitungen beim Aus- und Einrangiren der Wagen (welche stets unmittelbar auf die Maschine folgen müssen), beim Einstellen der durchgehenden Wagen von anderen Bahnen und bei sonst unschädlichen kleinen Unfällen große Unbequemlichkeit, ihre Einrichtung und Ueberwachung ist kostspielig, die Rohrleitungen frieren leicht ein, die Wirksamkeit der Heizung beginnt erst mit der Abfahrt und ist nur auf eine beschränkte Zahl von Wagen ausdehnbar, aber stets mit einem Aufwand von einigen Pferdekräften verbunden, die Regulirung der Temperatur in den Coupés ist schwierig und bei Defecten werden die Coupés mit Wasserdampf erfüllt. Soll der ausblasende Dampf der Maschine benutzt werden, so tritt noch der Uebelstand dazu, daß die Heizung unwirksam ist, sobald die Maschine nicht arbeitet, wogegen freilich der Maschine nichts an Leistung entzogen wird. Dagegen fallen mehrere Uebelstände hinweg, wenn die Heizung aus einem besondern Dampfkessel bewirkt wird, aber freilich werden dann soviel Kessel erforderlich, als Personenzüge. Diese Kessel occupiren einen Packwagen zu mindestens ein Drittel und verlangen eine besondere Bedienung, sie vermehren die todte Last und die Gefahr, und die Heizung wird beim Schadhaftwerden des Dampfapparates sofort unwirksam. Die Heizung mit präparirter Kohle ist mit weit weniger Uebelständen behaftet; jedes Coupé ist selbständig heizbar. Die Heizung kann ohne Belästigung der Reisenden bewirkt und regulirt werden; sie verlangt keine besondere Pflege und keine künstlichen Vorrichtungen; die Wagen können beliebig eingestellt und ausrangirt, sowie gleich gut im Sommer und Winter benutzt werden; die Gefahr bei Unglücksfällen ist gering, weil die Menge des glühenden Brennmaterials klein ist, auch ist diese Heizmethode, nicht wesentlich kostspieliger als die Dampfheizung.

Reglement für die Weltausstellung in Wien.

Hohenegger, verbesserte Weichen und Kreuzungen. — Bei Geleiskreuzungen entsteht eine Lücke in der Führung der Räderpaare von der Mitte der Kreuzungsstelle bis zur nächsten Herzspitze und deshalb hat der Herr Verf. bei der österr. Nordwestbahn an den Doppelherzstücken erhöhte Borde oder Sättel angebracht, welche abnehmbar sind und die Leitschienen vertreten. Auch hat derselbe wendbare Hartgußherzstücken eingeführt, wodurch die Dauer dieser Stücke verdoppelt und die Zahl der Modelle und Reservestücken vermindert wird. Bei den Weichen der österr. Nordwestbahn sind die Zungenspitzen stark keilförmig geformt und auf Kosten der Stockschienen verstärkt, was sich vorzüglich bewährt hat. Weitere Verbesserungen sind eiserne Weichenrostlangschwellen, unbearbeitete Stockschienen und gerade Zungen, so daß diese Weichen in der Fabrik solid montirt und die Stockschienen sehr schnell ausgewechselt werden können, der Schwellenrost aber eine längere Dauer erhält.

Hohenegger, verbesserte englische Weiche. — Diese Doppelweiche beseitigt die Unsicherheit in der Leitung der Räderpaare auf dem Wege zwischen den beiden Herzspitzen der Doppelkreuzung, indem dabei bewegliche Kreuzungszungen angewendet sind, welche mit einer selbstthätigen Stellvorrichtung versehen sind. Bezüglich des Näheren über diese interessante Construction, müssen wir auf unsere Quelle verweisen, bemerken jedoch noch, daß eine solche Weiche 4725 Fl. kostet.

Hardy, Heizung von Eisenbahnwagen mit Oefen und Briquettes. — Bei dieser Einrichtung liegen die Briquettes in einem verticalen Ofen, welchem die Verbrennungsluft oben zugeführt wird, während der Rauch unten abzieht. Der Ofen selbst ist ein hermetisch geschlossener Kasten aus Kupfer- oder Eisenblech mit drei horizontalen Rosten übereinander, auf welche die Ziegel zu liegen kommen. Wegen des niedersteigenden Zuges ist der Fußboden der Wagen gut durchwärmt.

Versuche mit Fairlie'schen Locomotiven. — Auf der Nicolaibahn wurde eine der Tamboff-Saratoffbahn gehörige Fairliemaschine auf ihre Zugfähigkeit probirt und leistete bedeutend mehr, als die dort laufenden 44 Tonnen schweren Cail'schen Maschinen mit 8 gekuppelten Axen. Auch in England hat eine für Mexico bestimmte Fairliemaschine auf einem Kohlenspeichergeleise nächst der Manchester-Sheffieldbahn eine sehr glänzende Probe bestanden, indem sie bei Steigungen von 1 : 50 und 1 : 32 und Contrecurven von 500 Fuß Radius 367 Tonnen Totallast bewältigte, während die dortigen 32 Tonnen schweren Maschinen blos 145 Tonnen Totallast aufwärts zu bewegen im Stande sind.

Williams, über verbranntes Eisen und Stahl. — Beim Verbrennen des Eisens wird nicht nur der Kohlenstoff oxydirt, sondern es oxydirt auch ein Theil des Eisens bis ins Innere hinein und diese zerstreuten Partikelchen stören die Continuität des Metalles. Beim Verbrennen des Stahles geht ein Theil des Kohlenstoffes in Kohlensäure über und bleibt beim Abkühlen in der Masse eingeschlossen.

Fairbairn's Patent-Dampfkessel. — Dieser Kessel besteht aus einem Cylinderkessel, unter welchem zwei mit Flammenrohren versehene Siederohre liegen. Die Gase ziehen durch die Flammenrohre nach hinten, dann vereinigt zwischen diesen und dem obern Kessel noch vorn und zuletzt unter den Siederohren nach dem Schornstein ab. Zwischen dem Kessel und den Siedern findet eine lebhafte Circulation durch 6 Verbindungshosen statt und die Flammenrohre, welche auch die Roste umschließen, sind mit Leichtigkeit aus den Siedern herauszuziehen, indem sie mittelst genau bearbeiteter Flantschen an Letztere angepaßt sind. Die Dampfspannung soll auf 150 bis 200 Pfd. pro □Zoll gesteigert werden.

Schmidt, Versuche mit einem Balanciergebläse in Kladno. — Diese interessanten Versuche beziehen sich auf ein starkes Gebläse mit 2,845 Met. Durchmesser und Hub, welches durch eine eincylindrige Condensationsmaschine mit Ventilsteuerung getrieben wird. Die Schwungradwelle liegt auf der Fundamentplatte des 1,502 Met. weiten Dampfcylinders und zwar nach außen und das Balancierende ist aufwärts gebogen, um der Schubstange die für 1,58 Met. Kurbelarmlänge erforderliche Länge geben zu können. Der Hub des Dampfkolbens beträgt 2,529 Met., die normale Umgangszahl 14, die Dampfkolbengeschwindigkeit also 1,18 Met., während der Gebläsekolben 1,33 Met. Geschwindigkeit pro Secunde besitzt. Bei 2,5 Atmosphären Dampfspannung arbeitet die Maschine mit 20 Proc. Füllung und liefert Wind von 184 bis 237 Millim. Quecksilbersäule, womit gewöhnlich ein Hohofen mit 6 Düsen à 79 Millim. Durchmesser und ein Hoh-

ofen mit 3 Düsen à 92 Millim. Durchmesser bedient wird, aber noch Wind genug für einen dritten Hohofen geliefert wird. Der blecherne Balancier wird durch eine gußeiserne Säule und zwei gußeiserne in den Hauptmauern des Gebäudes verankerte Träger getragen und besitzt zwei ungleiche Arme von 4,742 Met. Länge auf Seite des Gebläsecylinders, 5,268 Met. Länge auf Seite der Schubstange. Neben der Säule befindet sich nach dem Dampfcylinder hin die Luftpumpe. Das 9,483 Met. hohe, 42000 Kilogr. schwere Schwungrad, dessen 22400 Kilogr. schwerer Kranz aus einem Stück gegossen ist, hat ein Gegengewicht von 1680 Kilogr. und der Gebläsekolben ein Gegengewicht von 2512 Kilogr. erhalten, um die Ungleichheit zwischen der Arbeit des Dampfes beim Auf- und Niedergange auszugleichen. Die Dampfventile werden durch eine Daumenwelle bewegt und zwar die Austrittsventile durch zwei fixe Daumen, die Eintrittsventile durch eine verschiebbare Hülse mit Stufendaumen. Am Gebläsecylinder befinden sich oben und unten gußeiserne Kränze mit je 35 Saugklappen, deren Querschnitt 18 Proc. des Kolbenquerschnitts beträgt, und darüber zwei größere Blechkränze mit 20 Druckklappen, deren Querschnitt nur 15 Proc. des Kolbenquerschnittes beträgt. Die schräg hängenden Klappen bestehen aus Lederscheiben auf Blechtafeln und aufgeleimtem Filz, wiegen 31 Kilogr. und haben 70 Proc. mehr Deckfläche, als die lichte Oeffnung beträgt. Der Gebläsekolben ist am Boden und Deckel mit Lederstulpen und dazwischen mit einem durch Federn angedrückten 316 Millim. hohen, 85 Millim. dicken Ring aus Hirnholzsegmenten von Weißbuche versehen. Nach den mit dem Indicator angestellten Versuchen beträgt der Wirkungsgrad dieses Dampfgebläses 0,813, die Temperaturerhöhung ca. 25°. Ueber die Pressungs- und Windverluste wurden interessante Daten gesammelt.

Ueber Tunnelkosten. — Nach dem Engineering vom 19. Jan. d. J. kosteten die drei theuersten Tunnels in England 78,7 bis 158,5 Lst. pro Meter, die Preise der französischen Tunnel variirten von 32,8 bis 103,8 Lst., der Hauensteintunnel in der Schweiz kostete 87,5, der Hoosactunnel in Massachusetts 196,8, der Moorhousetunnel in Neuseeland 75,2 Lst. pro Meter.

Maader, über die Glorine von Popovics. — Zur Ermöglichung von Massentransporten für Truppen und Kriegsmaterial schlägt Popovics die Anlage kreisförmiger Schienengeleise von ca. 2500 Met. Länge vor, von denen nach rechts und links zwei Verbindungsstränge nach der Hauptbahn und zwei gerade ca. 400 Met. lange Sturzgeleise abgezweigt werden sollen. Hierdurch würde es möglich sein, an irgend einem Punkte einen großartigen Fahrbetriebspark zu sammeln, zu rangiren und abzusenden, um binnen 24 Stunden 72000 Mann oder 72 Batterien, resp. 72 Escadrons Cavallerie zu expediren.

Prokop, über den Werth des Hoffmann'schen Ringofenprivilegiums. — Interessante Erörterungen über Privilegien-Angelegenheiten.

Zeitschrift für Bauwesen. Jahrgang XXII, 1872, Heft 4 bis 7.

Orth, die Akustik großer Räume. — Ein für Architekten sehr wichtiger, das schwierige Thema sehr eingehend und praktisch behandelnder Aufsatz.

Pinzger, Beitrag zur Ventilationsfrage. — In diesem interessanten Aufsatze wird entwickelt, welcher Kohlensäuregehalt der Luft eines Zimmers in einer bestimmten Zeit durch eine gewisse Zahl darin befindlicher Personen mitgetheilt wird, wie viel reine Luft also zuzuführen ist, wenn eine Ueberladung der Luft mit Kohlensäure verhütet werden soll. Hierbei ergiebt sich, daß im Allgemeinen für Ventilation mit kühler Luft im Sommer pro Person 0,333 bis 1, für Ventilation durch Luftheizung im Winter 0,4 bis 1,4 und für Ventilation durch kalte Luft im Winter 0,88 Cub.-Met. Luft pro Minute erforderlich ist, je nachdem der Aufenthalt der Personen ein kurzer oder lang andauernder ist. Ferner behandelt der Herr Verf. auch die Frage, wieviel reine Luft einem Raume mit verdorbener Luft zugeführt werden muß, um in einer bestimmten Zeit den normalen Kohlensäuregehalt wieder herzustellen.

Pichier, die Verbindungsbahn zwischen Düsseldorf und Neuß. — Ausführliche Beschreibung dieser Bahn und der König Wilhelms-Rheinbrücke sammt Baubericht und statischer Berechnung, begleitet von 5 schönen Tafeln. Die Bahn überschreitet den Rhein bei Hamm und die Strombrücke geht auf dem linken Ufer in eine Dreh-, am rechten in eine Zugbrücke über, auch sind die Strompfeiler mit Sprengminen versehen. Das Durchflußprofil beträgt 4925 □Met., die Lichtweite jeder der 4 Brückenöffnungen 103,57 Met., diejenige der beiden Arme der Drehbrücke 13,5 Met. und diejenige der Zugbrücke 3,766 Met., endlich diejenige der 17 überwölbten Oeffnungen der Fluthbrücke auf dem linken Ufer 18,831 Met. Der eiserne Ueberbau der Strombrücke liegt 16,320 Met. über Null des Rheinpegels und besteht aus zwei 106 Met. langen, 8,55 Met. von einander entfernten, über den Auflagerpunkten 6,90 und in der Mitte 13,55 Met. hohen Hauptträgern mit gerader unterer und bogenförmiger oberer Gurtung. Die Gurtungen sind kastenförmige und durch 30 Verticalsteifen aus vier Winkeleisen und zwei Flacheisen, sowie durch diagonale Zugbänder aus vier Flachstäben unter sich verbunden. Die Querträger sind 0,889 Met. hohe Blechbalken und dazwischen sind 0,732 hohe Schwellenträger aus Blech eingebaut. Die beiden ersten Strompfeiler, welche mindestens 10 Met. tief unter Null zu gründen waren, wurden mit Hilfe comprimirter Luft fundirt, indem für jeden Pfeiler zwei 8,16 Met. weite eiserne Glocken in 9,572 Met. Abstand von einander versenkt wurden. Zur Aufstellung der letzteren diente ein dreietagiges Pfahlgerüst, welches zugleich Materialdepots, Mörtelbänke, Locomobilen und Luftpumpen, Laufkrahne u. s. w. aufnahm, und dessen Pfähle mittelst einer Nasmyth'schen Ramme eingeschlagen wurden. Die Kosten dieser Fundirungsvorrichtungen betrugen 29000 Thlr., diejenigen der 3 Luftpumpen sammt Locomobilen und Zubehör 13500 Thlr. Bei den Luftpumpen wurde beobachtet, daß bei 9° äußerer Temperatur und 1 Atmosphäre Ueberdruck der comprimirten Luft im Ventilkasten der Luftpumpe eine Temperatur von 48°, hinter dem Kühler (dessen Kühlwasser sich von 8 auf 11° erwärmte) 15° Temperaturannahme, bei 2 Atmosphären Ueberdruck und 6° Lufttemperatur aber eine Erhitzung der Luft im Ventilkasten auf 70 bis 80° eintrat, welche durch 4° warmes Kühlwasser bis auf 12° erniedrigt wurde. Für die übrigen Pfeiler wurden Spundwände eingerammt, die Baugruben ausgebaggert und dann zwischen Betonfangdämmen und auf einer Betonsohle ausgemauert, wobei ein Dampfbagger mit Schiff verwendet wurde, welches 7200 Thlr. kostete. Die Gesammt-

kosten der Strom-, Fluth-, Dreh- und Zugbrücken betrugen 1180000 Thlr.

Baumeister, der Werdersteg über die Murg in Gernsbach. — Um den Ansprüchen der Aesthetik besser zu genügen, ist dieser aus zwei Oeffnungen von 24 und 36 Met. Weite bestehende Steg zwischen die beiden in Fächer von 2 Met. Länge abgetheilten, in der obern und untern Gurtung gekrümmten Tragwände in der Art eingebaut, daß die Bahn an beiden Enden unter 1 : 8 aufsteigt und nur in Geländerhöhe von der obern Gurtung überragt wird. Die Fachwerksträger sind sehr einfach und leicht construirt, so daß das Eisenwerk des 36 Met. weiten Steges 134, dasjenige des 24 Met. weiten 76 Ctr. wiegt und die Kosten des ganzen Steges sammt Anlagen auf den Ufern nur 4000 Gulden betragen.

Wiebe, das Overmars'sche Pumprad. — Mit der gewöhnlichen Construction der Schöpfräder ist der Uebelstand verbunden, daß die Schaufeln sowohl beim Eintauchen ins Binnenwasser als beim Austritt aus dem Kropf oder Ausleiter gegen das Wasser schlagen und dadurch nicht nur Widerstand, sondern bei raschem Gange sogar eine Senkung des Binnenwasser- und eine Hebung des Außenwasserspiegels, also eine merkliche Vergrößerung der Hubhöhe erzeugen. Außerdem werden sie, da die Welle stets über dem höchsten Außenwasserspiegel liegen muß, bei einigermaaßen großen Hubhöhen colossal und andererseits ist der Wasserverlust wegen des nicht zu vermeidenden Zwischenraumes zwischen dem Rade und den Seitenmauern und Ausleiter so beträchtlich, daß bei weniger als 0,5 Met. Umfangsgeschwindigkeit die Wirksamkeit ganz erlischt. Diese Uebelstände werden durch das Overmars'sche Pumprad beseitigt, welches aus einer auf der Welle sitzenden hohlen Trommel mit einigen wenigen krummen Schaufeln besteht und sich zwischen zwei schmalen, aber dicht anschließenden Seitenmauern und in einem unter dem Rade befindlichen Kropfe bewegt. Bei diesen Rädern, welche 90 Proc. Nutzeffect geben sollen, braucht die Welle nicht über den Außenwasserspiegel gelegt zu werden, weil die den Radkörper bildende hohle Trommel großentheils den Abschluß zwischen dem Innen- und Außenwasser bewirkt, das Schlagen der Schaufeln gegen das Wasser fallt weg, weil diese tangential gekrümmt sind; das gehobene Wasser kann leicht entweichen, weil das Rad nur so weit zwischen den Seitenmauern eingeschlossen ist, als der Kropf reicht, nämlich auf die Länge zwischen zwei Schaufeln; der Wasserverlust ist geringer, weil die Trommel und die Kanten der Schaufeln mit einer Holzliderung versehen sind.

Haarbeck, Kreuzungen der Halle-Soran-Gubener mit der Berlin-Anhalter Eisenbahn bei Delitzsch und Falkenberg. — Für beide Kreuzungen ist die Unterführung dreier Geleise und eines 6 Met. breiten Perrons unter den Perrons und Geleisen der Halle-Soran-Gubener Bahn angenommen. Bei Delitzsch liegen die Verbindungs- und Uebergangsgeleise, sowie das Empfangsgebäude in dem ca. 96° messenden Kreuzungswinkel und für die Unterführung ist eine normale Lichtweite von 18,831 Met. vorgeschrieben, sowie eine lichte Höhe von 4,786 Met. gegeben. Für jedes Gleis sind zwei und für den Hauptperron auch zwei Hauptträger von 0,863 Met. Höhe und 19,836 Met. Länge disponirt, welche zweimal durch Säulen gestützt und an dem einen Ende beweglich verankert sind. Auch die gußeisernen Stützen sind beweglich, indem sie oben und unten mit halbkugelsförmigen Charnieren versehen sind. Wegen der Einrichtung des geschmackvollen Bahnhofes und der weiteren Details ist auf unsere Quelle und die derselben beigegebenen zahlreichen Tafeln zu verweisen.

Wöhler, über die Einführung eines einheitlichen Güterwagens. — Nach Annahme einer bestimmten Construction der Güterwagen wäre es möglich, daß die Wagenfabriken Wagen und Wagentheile in Vorrath hielten, wodurch jedem Wagenmangel vorgebeugt, sowie billigere und bessere Wagen erzielt werden würden. Schon die Mannichfaltigkeit der Axen ist ein großer Uebelstand, da in Deutschland jährlich 20000 bis 30000 Axen neu angeschafft werden müssen, und da sich mehrere Axenconstructionen gleich gut bewährt haben, so brauchte nur die am weitesten verbreitete allgemein angenommen zu werden. Eine Vereinigung über Tragfähigkeit, Länge und Radstand des Normalwagens würde nicht schwer zu erzielen sein, bezüglich der Construction könnte eine sachverständige Commission beauftragt werden, unter den vorhandenen Constructionen die zweckmäßigste auszuwählen, wobei neben der genügenden Stabilität und Sicherheit auf möglichste Leichtigkeit Rücksicht zu nehmen wäre.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1872. Band XVI, Heft 5—7.

Bach, über die Ausnutzung einer gegebenen Wasserkraft. — Mathematische Untersuchungen über diejenigen Dimensionen und Gefällverhältnisse, welche unter Berücksichtigung der Bewegungswiderstände dem Aufschlagsgraben zu geben sind, um die beste Ausnutzung einer gegebenen Wasserkraft zu erzielen, mit ein paar Beispielen.

Bojáček, das mechanische Puddeln nach Danks. — Nachdem schon wiederholt der Versuch gemacht worden war, die sehr angreifende Arbeit des Puddelns durch mechanische Vorrichtungen zu ersetzen, scheint es endlich Danks gelungen zu sein, einen befriedigenden Ofen zu construiren, bei welchem die Rotationsbewegung des Herdes die Handarbeit fast gänzlich beseitigt. Der Herd besteht aus einer gerippten gußeisernen Trommel, welche innerlich mit einem aufgeschmolzenen Futter aus Eisenerz und feuerfestem Thon versehen ist, am Umfange ein Stirnrad trägt und an beiden Enden in Zapfen ausläuft, von denen der eine zur Verbindung des Herdes mit dem Feuerraume, der andere zur Ableitung der Flamme nach dem Fuchse dient. In diesen Ofen wird das Roheisen (am besten flüssig) eingefüllt und derselbe dann 5 bis 10 Minuten lang mit 1 bis 2 Umdrehungen pro Minute in Gang gesetzt, während welcher Zeit Schlacken und Eisensinter durch einen feinen, auf die niedergehende Wand des Ofens gespritzten Strahl zum Abspringen disponirt werden. Nun werden Schlacken abgestochen, worauf die Hitze gesteigert und der Ofen wieder mit 6 bis 8 Umdrehungen pro Minute in Gang gebracht wird, um Luppen zu machen. Solch ein Ofen, dessen Bedienung aus einem Puddler und einem Gehilfen besteht, producirt aus 959 Kilogr. Clevelandroheisen 1015 Kilogr. Luppenstäbe, wobei an Kohlen 1460 Kilogr., an Fütterungserzen 243 Kilogr. Bilbao- und Marbella-Erz, 19 Kilogr. Schrot, 348 Kilogr. Zängeschlacken, 246 Kilogr. Puddelschlacke und 370 Kilogr. verschiedene Erze verbraucht werden. Nach der Berechnung einer zur Prüfung dieser Oefen nach Amerika gesandten Commission des engli-

schen Eisen- und Stahl-Vereins stellen sich für eine Wochenproduction von 600 Tonnen Luppenstäbe die Anlagskosten von 12 Danks'schen Oefen nur wenig höher, als diejenigen von 50 gewöhnlichen Puddelöfen sammt Zubehör und die Gestehungskosten fallen beim mechanischen Verfahren pro 1000 Kilogr. Luppenstäbe um 3 Thlr. 16 Sgr. 8 Pf. geringer aus. [Dagegen folgert Tappe im „Glückauf" für deutsche Verhältnisse einen Mehraufwand von 0,87 Thlr. pro 1000 Kilogr. Stäbe.]

Gerhard, der Hüttenbetrieb bei Stadtberge in Westfalen. — Ausführliche Darstellung der dortigen Verhüttung sehr armer und kieselreicher Kupfererze (1¼ Proc.) mittelst Aufschließung mit schwefelsauren Dämpfen und mittelst Salzsäure-Laugerei.

Hofmann, über Pumpenventile. — Die von Herrn Hrabak ausgesprochene Ansicht, daß zur Hebung eines Pumpenventiles eine Kraft gleich dem Gewicht der auf seiner obern Fläche ruhenden Wassersäule erforderlich sei, wird bestritten und behauptet, daß die Schwankungen im Druck nur vom Trägheitsmoment der Massen herrührten.

Ueber Mehlsichtmaschinen. — Discussion zwischen den Herren Nagel & Kämp einerseits und Herren Fink andrerseits.

Patentgesetz. — Petition des Vereins deutscher Ingenieure an den Bundesrath nebst beigefügtem Gesetzentwurf und Motiven. Der Verein widerspricht entschieden den auf Beseitigung der Erfindungspatente gerichteten Bestrebungen und erklärt im Gegentheil die Patentgesetzgebung als eine der nützlichsten und mächtigsten Triebfedern des Fortschrittes, in sofern dadurch die Geheimnißkrämerei beseitigt und eine schnelle und vollständige Veröffentlichung jeder neuen Erfindung bewirkt werde. Der Vorwurf, daß durch Patente eine Erfindung auf längere Zeit zum Sondereigenthum des Erfinders gemacht werde, treffe nicht zu, da es im Interesse des Erfinders liege, seine Erfindung gegen Zahlung eines kleines Gewinntheiles oder einer einmaligen kleinen Kaufsumme möglichst Vielen abzutreten. Wenn das literarische und künstlerische Eigenthum durch besondere Gesetze im deutschen Reiche geschützt sei, so verlange die Gerechtigkeit, daß auch diese Art des geistigen Eigenthums geschützt werde. Das Patentgesetz müsse aber ein allgemeines für das ganze deutsche Reich sein; es müsse eine vollständige Veröffentlichung der patentirten Erfindung und deren möglichst weite Verbreitung befördern; es müsse den Erfinder auch vollständig schützen, also den Handel mit patentirten Gegenständen verbieten; die Ertheilung eines Patentes dürfe zwar nicht an die Rücksicht auf die Nützlichkeit der Erfindung gebunden sein, als Correctiv gegen eine Unzahl von nutzlosen Patenten solle aber vorkommenden Falls das Patentamt dem Erfinder vor Veröffentlichung des Gesuches den Rath ertheilen, sein Gesuch zurückzunehmen, und solle, falls dies nicht geschieht, diesen Umstand bei der Veröffentlichung mit bemerken, es solle ferner auf die Patente eine allmälig steigende Abgabe gelegt werden und der Ertheilung des Patentes ein Verfahren vorangehen, welches Einwendungen des Publikums ermöglicht.

Hagen-Torn, Herstellung genauer Zahnflanken und Dimensionirung der Evolventenverzahnung. — Auf das genaue Vorzeichen der Zahnform auf dem Modell kommt wenig an, da sie bei der weitern Ausführung wieder verloren geht. Der Herr Verfasser giebt aber Vorschläge zur Herstellung einer Maschine, welche ein genaues Justiren der Zähne gestattet, indem bei derselben das Werkzeug eine entsprechende relative Bewegung zu dem zu bearbeitenden Zahnrade erhält. Was die Zahnconstruction anlangt, so schließt er sich in der Hauptsache den (auch in diesen Bl. referirten) Constructionsregeln des Herrn Büttner an, setzt aber der Einfachheit halber durchgängig die Zahndicke $d = 0{,}6$ der Theilung t, Beides auf dem Evolventenkreise gemessen. Die Zahnlänge l vom Evolutenkreise bis zum Kopfkreise wird in folgender Weise von der Zähnezahl z abhängig gemacht:

für $z =$	11—16	17—35	36—50	51—120	120 u. mehr
ist $l =$	$0{,}55\,t$	$0{,}6\,t$	$0{,}65\,t$	$0{,}75\,t$	$0{,}8\,t$.

Für Räder mit weniger als 17 Zähnen soll der Halbmesser des Fußkreises um $0{,}15\,t$, für solche von 17 bis 51 Zähnen um $0{,}1\,t$ kleiner als derjenige des Evolutenkreises, im übrigen aber gleich diesem gemacht werden. Die Zahnbreite ist durchgängig viermal so groß zu nehmen, als die Zahnlänge vom Fußkreise bis zum Kopfkreise. Bei Räderpaaren, deren kleineres Rad unter 50 Zähne besitzt, soll der Kopfkreis des größeren Rades den Evolutenkreis des kleineren tangiren, bei mehr als 50 Zähnen aber der Axenabstand um $0{,}1\,t$ größer genommen werden.

Klippensprengungen im East-River bei New York. — Um größeren Schiffen den Zutritt in den Hafen von New York durch die östliche Einfahrt des East-River zu ermöglichen, müssen eine Reihe von Klippen im sogenannten Hellgate beseitigt werden, worüber seit einer Reihe von Jahren Projecte aufgestellt, auch bereits verschiedene verunglückte Versuche gemacht worden sind. Der eine Unternehmer Maillefert hatte ohne alle Bohrarbeit in der Art operirt, daß er die Pulverladung unmittelbar auf die Felsen legte, erzielte damit aber nur da befriedigende Resultate, wo der Fels nicht zu compact, sondern mit vorspringenden Ecken und Graten versehen war. Ein zweiter Unternehmer Shelbourne wandte Bohrmaschinen an, konnte aber weder mit Diamantbohrern, noch mit einem Freifallbohrer Erfolge erzielen. Gegenwärtig werden die Sprengungsarbeiten durch den General Newton geleitet und zwar bei dem etwa 90 Met. in den Strom vortretenden Hallet's Point, welcher vom Lande aus durch mehrere, von einem Schachte aus in divergirender Richtung getriebene, Stölln angegriffen wird. Für kleinere Hindernisse, welche sich vom Schachte aus nicht gut erreichen lassen, ist ein 39 Met. langer, 17 Met. breiter Prahm gebaut worden, aus dessen Mitte eine 9 Met. weite eiserne Taucherglocke mit aufgesetztem Teleskoprohr auf den Fels herabgelassen werden kann. Hierin arbeiten die Taucher, welche die Bohrlöcher anzusetzen und das Bohren zu leiten haben, auch gehen durch dieselbe die Bohrstangen von 9 Bohrmaschinen hindurch, welche Löcher von 3 Met. Tiefe stoßen. Die gestoßenen Löcher werden zunächst mit Propfen geschlossen und erst später durch ein besonderes Personal besetzt und weggethan.

(Schluß folgt.)

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

Literatur- und Notizblatt

zu dem achtzehnten Bande des

Civilingenieur.

№ 7 u. 8.

Literatur.

Theoretische Maschinenlehre von Dr. F. Grashof, Professor am Polytechnikum in Carlsruhe. Erster Band. Mechanische Wärmetheorie, Hydraulik, Heizung. Zweite Lieferung. Leipzig, Verlag von Leopold Voß. 1872.

Die zweite Lieferung dieses ausgezeichneten Werkes handelt zunächst noch von den Dämpfen und entwickelt sodann zum Schluß des ersten Abschnittes in sehr eingehender und interessanter Weise die Molekulartheorie der Wärme. Hierauf beginnt als zweiter Abschnitt die Hydraulik, indem die allgemeinen Gesetze des Gleichgewichtes, der hydrostatische Druck, das Gleichgewicht und die Oscillation schwimmender Körper, Cohäsion, Adhäsion und Capillarität, Tropfen- und Blasenbildung, dann das Gleichgewicht der Luft und die barometrische Höhenmessung, sowie die Bestimmung des specifischen Gewichtes abgehandelt werden. An streng wissenschaftlicher, auch die neuesten Forschungen berücksichtigender und selbstständig verarbeitender Behandlung der vorgetragenen Gegenstände steht diese Lieferung des gelehrten Werkes ihrer Vorgängerin in Nichts nach.

Das mechanische Wärmeäquivalent. Gesammelte Abhandlungen von James Prescott Joule. Ins Deutsche übersetzt von J. W. Spengel. Mit in den Text eingedruckten Holzschnitten. Braunschweig, Druck und Verlag von Friedrich Vieweg & Sohn. 1872.

Sind auch diese Abhandlungen bereits älteren Ursprunges (sie wurden bereits vor 20 bis 30 Jahren geschrieben), so ist doch diese Zusammenstellung nicht blos für Solche, welche eingehendere Quellenstudien machen wollen, werthvoll und interessant, sondern sie wird namentlich auch dadurch für die Physiker bedeutend, daß die darin beschriebenen Versuche mit großer Feinheit angeordnet und durchgeführt sind.

Bau- und Gewerbskalender für das Jahr 1873. Bearbeitet von E. Hemberle und E. Bardenwerper. Straßburg. Verlag von Moritz Schaumburg. 1873.

Der nunmehr bereits in 5. Auflage vorliegende „Bau- und Gewerbs-Kalender" ist diesmal besonders durch Tabellen über Winkel-, T- und U-Eisen des Hörder Bergwerks- und Hütten-Vereines, sowie über Draht- und Hanfseile der Heckel'schen Fabrik in St. Johann-Saarbrücken bereichert, und sonst mit kleineren Verbesserungen versehen.

Fünfstellige logarithmische und trigonometrische Tafeln. Herausgegeben von Dr. O. Schlömilch, Königl. Sächs. Hofrath und Professor, Mitglied der Königl. Schwed. Akademie, der Königl. Sächs. Gesellschaft der Wissenschaften u. s. w. Galvanoplastische Stereotypie. Wohlfeile Schulausgabe. Braunschweig, Druck und Verlag von Friedrich Vieweg u. Sohn. 1872.

An diesen Logarithmentafeln ist schöner Druck und Papier, bequemes Format und zweckmäßiges Arrangement besonders zu rühmen. Außer den Briggischen Logarithmen von 1 bis 10909 und den Hilfstafeln zu Verwandlung der Brigg'schen in natürliche Logarithmen und umgekehrt enthält die Sammlung eine Kreisbogentafel, eine Tabelle der natürlichen goniometrischen Functionen von 10 zu 10 Minuten und die Logarithmentafel dazu von Minute zu Minute vorschreitend, ein Täfelchen zur Reduction der Tangenten auf Tangenten der halben Winkel, endlich ein solches für die Reciproken, die 2. und 3. Wurzeln, die natürlichen Logarithmen der Zahlen von 1 bis 100 und die Ellipsenquadranten.

Repertorium der Technischen Literatur. Neue Folge, die Jahre 1854 bis einschließlich 1868 umfassend. Im Auftrage des Königl. preußischen Ministeriums für Handel, Gewerbe und öffentliche Arbeiten herausgegeben von Bruno Kerl, Professor. Dritte Lieferung. (Zweiten Bandes erste Hälfte). Leipzig. Verlag von Arthur Felix. 1872.

In dieser Lieferung des Repertoriums werden die Buchstaben L bis R absolvirt und das S begonnen, sie enthält also Literaturnachweisungen über einige der wichtigsten Branchen des Ingenieurwesens und verdient dadurch unser besonderes Interesse. Zur Vollendung des nützlichen Werkes fehlt nur noch eine Lieferung und diese wird sicher nicht lange auf sich warten lassen.

De Water Locomotief. Mededeeling in het koninklijk Instituut van Ingenieurs door A. Huët, Civiel-Ingenieur, Leeraar aan de Polytechnische School. Te 's Gravenhage by Gebr. J. & H. van Langenhuysen. 1872.

Vorliegende Broschur liefert den nähern Nachweis, daß der Herr Verf. der wahre Erfinder des neuen Schiffs-Fortbewegungssystemes ist, welches in dem französischen Journal le Génie industriel unter dem Namen eines Herrn Fragneau aus Bordeaux publicirt ist. Das Gebahren des Herausgebers dieses Journales ist allerdings sehr verwunderlich, da Herr Huët sich wegen Erlangung eines Patentes auf seine

Erfindung an denselben gewandt und ihm alle Zeichnungen nebst Beschreibung mitgetheilt hatte.

Gedankenlese über die Wichtigkeit des Fairlie'schen Locomotiv-Systems und der schmalspurigen Schienenstraßen für Oesterreich-Ungarn von Am. Demarteau. Wien. Lehmann & Wentzel, Buchhandlung für Technik und Kunst.

Die Praxis des Baues und Betriebes der Secundärbahnen mit normaler und schmaler Spur, welche Personen- und Güterverkehr führen. Kritische Erörterungen auf ausgeführten Bahnen gesammelter Thatsachen von M. M. Freiherrn von Weber, Ingenieur, k. k. Hofrath und technischer Consulent des k. k. Handelsministeriums. Weimar 1873. Bernhard Friedrich Voigt.

Während die erstere der beiden vorgenannten Schriften mit Geschick den Beweis zu führen sucht, daß nur unter Anwendung des schmalspurigen Systemes dem österreichisch-ungarischen Eisenbahnnetze diejenige Entwickelung gegeben werden könne, deren diese Staaten bedürfen, betrachtet das zweitgenannte Werk das schmalspurige System gewissermaaßen wie eine Modekrankheit und untersucht mit ebensoviel Sachkenntniß als Scharfsinn, ob die Erfahrungen, welche beim Bau und Betrieb von 16 schmalspurigen Bahnen in Europa gesammelt worden sind, wirklich darauf führen, daß, und unter welchen Umständen bei schmälerer Spur Bahnen für Personen- und Güterdienst billiger herzustellen und zu betreiben seien, als normalspurige Bahnen. Gegenüber der zeitherigen Literatur über dieses Thema, welche mitunter nicht viel über den Standpunkt der Reclame erhaben gewesen ist, kann das v. Weber'sche Werk denjenigen der wissenschaftlichen Forschung beanspruchen, sollte also von Niemand, der sich gründlich über den Werth des schmalspurigen Systemes unterrichten will, ungelesen gelassen werden. Welchen Anklang dasselbe gefunden hat, beweist übrigens auch der Umstand, daß davon bereits nach 3 Monaten eine neue Auflage erforderlich geworden ist, die übrigens in der Hauptsache ein unveränderter Abdruck der ersten Auflage ist, da der Herr Verf. auch durch die Bereisung der neuesten Schmalspurbahnen seine Ansichten über dieselben nur bestätigt gefunden hat.

Das neue Buch der Erfindungen, Gewerbe und Industrieen. Rundschau auf allen Gebieten der gewerblichen Arbeit. Herausgegeben in Verbindung mit Prof. Dr. Birnbaum, Prof. C. Böttger, Prof. K. Gayer, Prof. Fr. Kohl, Fr. Luckenbacher, R. Ludwig, Baurath Dr. Oscar Mothes, Dr. Regis, K. de Roth, Julius Zöllner. Zweiter, dritter und vierter Band. Sechste vermehrte und verbesserte Auflage. Mit vielen Tonbildern und zahlreichen in den Text gedruckten Illustrationen, sowie Titelbildern. Leipzig und Berlin. Verlagsbuchhandlung von Otto Spamer. 1872.

Von obigem, rüstig fortschreitenden und durchgängig prachtvoll ausgestatteten Werke liegen uns wieder eine Menge neuer Lieferungen, die Hefte 22 bis 48 vor, worin der 2. 3. und 4 Band beendigt werden. Der 3. Band, welcher von der Gewinnung der Rohstoffe aus dem Erdinnern, von der Erdoberfläche und aus dem Wasser handelt, ist von den Herren Prof. Birnbaum, Prof. Gayer, Dr. Lindemann, Dr. R. Ludwig, J. Zöllner bearbeitet und enthält zunächst eine populäre Bergbaukunde, dann einen Abriß der Land- und Forstwissenschaft incl. Jagd, endlich einen Abschnitt über das Wasser, seine Schätze und die Ernten aus dem Wasser. Der vierte Band, als dessen Autoren die Herren Fr. Luckenbacher, C. v. H., K. de Roth und J. Zöllner genannt sind, ist eine chemische Technologie in populärer Form, welche mit einer kurzen Geschichte der Chemie und einem flüchtigen Ueberblick über die chemischen Grundbegriffe beginnt, dann einen längeren Abschnitt über das eigentliche Hüttenwesen bringt, hierauf die technische Verarbeitung der wichtigen Erdarten (Aluminium- und Magnesiumbereitung, Edelsteinfabrikation, Töpferei, Ziegel- und Porcellanfabrikation, Kalk-, Cement- und Gypsbrennerei, Alaun-, Soda- und Salpeterbereitung), die Glas- und Spiegelfabrikation und die Industrie des Schwefels behandelt und zum Schluß noch einige kürzere Abschnitte über Feuerzeuge und Phosphor, über Daguerreotypie und Photographie, über Schießpulver und ähnliche Sprengmittel, endlich über die Farben und ihre Bereitung enthält.

Die Aufbereitung. Von M. F. Gätzschmann, Bergrath und Professor der Bergbaukunst a. D. Zweiter Band. Schlußlieferung. Leipzig. Verlag von Arthur Felix. 1872.

Indem wir hiermit die Vollendung dieses gediegenen Werkes anzeigen, haben wir über den Inhalt der letzten, von den Tafeln 27 bis 40 begleiteten und viele eingedruckte Holzschnitte enthaltenden Lieferung anzuführen, daß darin zunächst die bewegten Herde für unterbrochene, wie für continuirliche Arbeit, also Stoß-, Sicher-, Plan- und Drehherde, und die Schalen- und Bottich-Apparate, wie das englische Klopffaß, die Centrifugalapparate und dergl., abgehandelt werden. Dann werden die Hilfs- und Nacharbeiten der Aufbereitung, wozu auch die Goldmühle gerechnet wird, besprochen und zum Schluß wird noch auf die allgemeinen Verhältnisse der Aufbereitung, das Entwerfen von Anlagen und die Kosten der Aufbereitung eingegangen. Um das Neue und Beachtenswerthe, welches in der längeren, während des Erscheinens dieses Werkes verflossenen Zeit im Gebiete des Aufbereitungswesens aufgetaucht ist, nachzutragen, ist endlich dem vorliegenden Bande ein umfänglicher Anhang beigegeben, welcher namentlich die verbesserten Pochwerksconstructionen und die Brecher und Schleudermühlen betrifft. Die montanistische Literatur hat wenige so gediegene Werke aufzuweisen, wie das oben genannte. Sein Hauptwerth scheint uns darin zu liegen, daß darin alles, nur irgend Beachtenswerthe über Aufbereitung gesammelt und dargelegt ist — welcher Schatz von Belehrung, von anregenden Ideen und von Rathschlägen liegt also hier vor!

Théorie et Applications des Dynamoteurs. Par P. Guzmann. Extrait des Annales du Génie civil, année 1872. Paris, Eugène Lacroix.

Unter Dynamoteurs versteht der Herr Verf. Maschinen, welche die Trägheit eines innerhalb eines Schiffes oder an-

deren oscillirenden Gefäßes aufgehangenen Körpers zur Verrichtung einer Arbeit verwenden. In der vorliegenden interessanten kleinen Broschur wird die Theorie dieser Motoren entwickelt und über angestellte Versuche referirt.

La Scíence de la Construction du Navire, considerée dans ses rapports avec les lois de la nature. Par Cavelier de Cuverville, lieutenant de vaisseau. Extrait des Annales du Génie civil, années 1870 et 1872. Paris. Eugène Lacroix.

Diese Broschur enthält die Uebersetzung einer bereits im Jahre 1863 erschienenen Abhandlung von Willson, welche in Amerika und England Anklang gefunden hat; es sind derselben aber viele erläuternde Bemerkungen beigefügt, welche den Werth dieser Arbeit erhöhen.

Baukalender. Bearbeitet unter Mitwirkung bedeutender Fachmänner von A. Salomon, Ingenieur. 26. Jahrgang. Mit einer besonderen Beigabe. 1873. Berlin. Franz Duncker.

Dieser Kalender, welcher viele vorzügliche Einrichtungen des „Architekten-Kalenders“ nachgeahmt hat, trägt in derselben Weise ein norddeutsches Gepräge, wie der oben genannte „Bau- und Gewerbskalender“ sich hauptsächlich für Süddeutschland eignet. Seine jetzige Ausstattung ist sehr ansprechend, auch die angeheftete Karte des deutschen Reiches eine willkommene Beilage. Eine andere werthvolle Beigabe über die neusten Preise, Verordnungen und eine Reihe graphischer Darstellungen ist in Aussicht gestellt.

Referate aus technischen Zeitschriften.

Zeitschrift des Vereines deutscher Ingenieure. 1872. Band XVI, Heft 5—7. (Schluß.)

Hasenclever, der englische Hüttenbetrieb im Vergleich zum continentalen. — Für jenen sind im Allgemeinen die Transportverhältnisse, die Kohlenpreise und das Klima günstiger. Für die Sodafabrikation z. B. kann England die Schwefelkiese von Siegen, Norwegen, Portugal beziehen, während für Deutschland die Beziehung fremder Kiese zu theuer zu stehen kommt. Das Salz bezieht man in Lancashire zu 8 Ngr. pro 100 Kilogr., für Westfalen stellt es sich auf 18 bis 20 Sgr. Die Steinkohle in Hasel- bis Wallnußgröße kostet in Lancashire 3 bis 4 Sgr. pro 100 Kilogr. Die höheren Arbeitslöhne in England (1 Thlr. pro Tag für einen Tagelöhner, $1^1/_2$ bis 2 Thlr. für einen Ofenarbeiter) werden durch fast doppelt so hohe Leistung der dortigen Arbeiter ausgeglichen. Die günstigen Transportverhältnisse gestatten die Anlage großartiger und billiger arbeitender Fabriken, die größere Theilung der Arbeit, die Concentration gewisser Fabrikationszweige auf bestimmte Districte, das zu Gebote stehende große Capital sind anderweite Hebel für die englische Industrie.

Wilson's Patent-Impermeator — ist ein Apparat, durch welchen der Dampf von seinem Eintritt in den Cylinder mit Oel gesättigt wird, um eine sichere Schmierung zu bewirken.

Ludwig, über Kraftnietungen. — Als Fortsetzung der im XV. Bande der Zeitschrift begonnenen, sehr eingehenden Abhandlung über Vernietungen werden hier Formeln und Tabellen über die zwei- und einreihige zweischnittige Nietung, sowie über die zwei- und einreihige einschnittige Nietung aufgestellt und diese Nietungsarten unter sich verglichen, auch die Ergebnisse der Untersuchung an im Großen angestellten Versuchen geprüft und bewährt gefunden. Ferner wird die Schwedler'sche Stabnietung und eine Anzahl von nicht reinen Laschennietungen theoretisch untersucht und in instructiven Zeichnungen vorgeführt.

Käßner, neue Holzbearbeitungsmaschinen. — Kurze Notizen über eine Reihe amerikanischer Sägegatter, Kreissägen, Schärfmaschinen, Band- und Schweifsägen, Holzhobel-, Fräs-, Zinken- und Zapfenschneid-, Bohr- und Stemmmaschinen, Holzbohrer und Drehbänke, großentheils aus dem Scientific American und Engineering entnommen.

Schießbaumwolle — wird nach Versuchen von Bleekrode durch Befeuchtung mit leicht entzündlichen Flüssigkeiten (Schwefelkohlenstoff, Aether, Benzin, Alkohol) nicht leichter explosibel, sondern erscheint in der brennenden Flüssigkeit wie ein langsam schmelzender Schneeball.

Brauer, Vibriren eines Dampfkessels. — An einem Dampfkessel wurde während längerer Zeit ein selbst das Mauerwerk erschütterndes Vibriren beobachtet, welches nur durch Stillegen und Abblasen des Kessels zu dämpfen war, und wofür nachher bei der sorgfältigsten Untersuchung des Kessels keine Ursache aufgefunden wurde.

Hasenclever, Verhütung des Kesselsteins durch Abblasen. — Versuche hierüber auf Waldmeisterhütte ergaben kein günstiges Resultat; obwohl nach sechswöchentlichem Betrieb das Kesselwasser von Gyps noch nicht gesättigt war, hatte sich doch eine 0,6 Millim. starke Ablagerung auf der Feuerplatte gebildet.

Herrmann, Turbinen für Schwanzhämmer. — Eine an Stelle eines kleinen oberschlägigen Rades angewendete Verticalturbine mit partieller innerer Beaufschlagung und Riementrieb bewirkte einen schnelleren Gang und über 50 Proc. Aufschlagwasserersparniß.

Leroy's Röhrenumhüllungsmasse — hat sich im Borsigwerk gut bewährt, indem die umwickelten Dampfröhren 12 Stunden nach Entfernung des Feuers unter den Kesseln noch Dampf enthielten.

Sommer, über Kohlenseparation. — Für die mit V oder Tförmigen Stäben versehenen Separatoren ist nach den in Oberschlesien gemachten Erfahrungen der passendste Neigungswinkel bei Stückkohle 26 bis 28, bei Würfelkohle 30 bis 33, bei Nußkohle 35 bis 36 und bei Kleinkohle 40 bis 45°.

Allgemeine Bauzeitung. XXXVII. Jahrg. 1872. 4. bis 6. Heft.

Bömches, der Steinbruchbetrieb von Sistiana. — Nachträgliche Bemerkungen zu dem auf S. 59 dies. Bl.

referirten Aufsatze. Es wird über die seit Juli 1868 bis März 1872 ausgeführten großen Felssprengungen und deren Erfolge ausführlich berichtet und ist hieraus zu entnehmen, daß 8,7 Proc. der Minen gar keinen Effect gehabt, 15,2 Proc. blos 0,3 bis 1 Cubikm., ebensoviel 1 bis 2, ebensoviel über 3, 45,7 Proc. der Minen aber 2,1 bis 3 Cubikm. Felsmasse geworfen haben. Ladungen mit mehr als 10000 Kilogr. Pulver und mit mehr als 1 Kammer scheinen weniger günstig zu wirken, als geringere Ladungen.

Beger & Binder, die Rhein-Correctionen im Gebiete von Oesterreich und der Schweiz. — Diese von einer großen Zahl von Tafeln begleitete ausführliche Studie über die Verheerungen des Rheinthals von Thusis bis zum Bodensee und über die dagegen zu ergreifenden Maaßregeln hat durchaus nicht blos locales Interesse, sondern behandelt viele für alle Gebirgsgegenden wichtige Fragen. Daß vor allen Dingen darnach gestrebt werden muß, die geschlagenen Waldungen wieder herzustellen, ist einleuchtend; da aber hierzu lange Zeiträume erforderlich sind, so muß auch durch Flußcorrectionen Hilfe geschaffen werden, indem man erstens im oberen Theile des Rheinlaufes die Hochthäler durch Thalsperren abschließt, um die Geschiebemassen dort zurück zu halten, und die Schluchten mit Quermauern verbaut, um Sohlenvertiefungen und Untergrabungen der Wände zu verhüten, auch den Wildbächen ein geordnetes Bett giebt und die Bergfüße gegen die Wirkung der Hochwässer schützt, und indem man zweitens in den Hauptthälern den Flußlauf gerade legt, um Vertiefung des Bettes zu bewirken, wozu in der untern Abtheilung geeignete Durchstiche erforderlich sind, und darnach trachtet, die zerstörten Flächen durch Aufschlämmung wieder culturfähig zu machen. Ueber die Wirkung der Durchstiche führen die Herren Verfasser an, daß ein Durchstich oberhalb keine größere Senkung hervorbringt, als das Gefälle der untersten Stromstrecke, welche von der Stromausmündung an gerechnet gerade so lang ist, wie die Abkürzung des Durchstichs, und daß zweitens jeder Durchstich am untern Ende eine Sohlenerhöhung bewirkt, welche gleich ist der Differenz zwischen dem Gefälle der wirklich stattfindenden Stromabkürzung und dem Gefälle jener untersten Stromstrecke.

Hatzel, über Constructiosformen in der Architectur. — Versuch, diejenigen Constructionsformen abzuleiten, welche Gesimsen, Trägern, Säulen und Gewölben zu geben sind, um durch die Form deren statische Wirkungsweise auszudrücken. Eisenconstructionen sind hierbei nur nebensächlich behandelt, auch über die Gewölbe nur Andeutungen gegeben.

Schindler, über die Bremsung der Eisenbahnzüge. — Als die vollkommenste Bremsung von Eisenbahnzügen wird eine Vorrichtung anzusehen sein, bei welcher der Locomotivführer je nach Bedarf und ohne gefährliche Folgen für den Zug letzteren in möglichst kurzer Zeit zum Stillstehen zu bringen im Stande ist. Dieses Ziel bezwecken die Dampfbremsen, unter welchen die Le Chatelier'sche (mit Hemmung des Dampfkolbens durch Einführung von Kesselwasser in den Dampfkasten) die vollkommenste ist, sie ist aber insofern noch unvollkommen, als sich die Bremsung nur auf die Locomotive beschränkt und mit einem bedeutenden Wärmeverlust verbunden ist. Der Herr Verfasser hat daher eine Bremsvorrichtung projectirt, welche an der Locomotive angebracht ist, sich aber nach Festellung sämmtlicher vier gekuppelten Räder mittelst zweiseitiger Bremsung auf die Räder der angehängten Wagen fortpflanzt. Diese Bremse soll per Hand angezogen werden, um die Nachtheile der Dampfbremsen zu vermeiden, und die Uebertragung der Bremsung auf die übrigen Wagen des Zuges erfolgt durch die in letzteren angehäufte Arbeit, indem der Stoß der noch mit voller Geschwindigkeit auf die bereits verzögerte Locomotive treffenden Wagen ihre Bremsbacken gegen die Räder drückt. Uebrigens ist die Einrichtung so getroffen, daß die Bremsen auch nach dem Stoße angezogen bleiben, aber ohne Beihilfe eines besondern Personals wieder ausgelöst werden können.

Zeitschrift des österreichischen Ingenieur- und Architekten Vereines. XXIV. Jahrg. 1872, Heft 10—12.

Wex, über die Schiffbarmachung der Donau am Eisernen Thor und an den 7 Felsenbrücken oberhalb Orsova. — Obschon die Donau die längste und vorzüglichste Wasserstraße in Europa ist (sie wird nämlich von Donauwörth bis zum schwarzen Meer auf circa 350 Meilen Länge mit Dampfboten befahren und nimmt drei große Flüsse, die Drau, Save und Theiß auf, welche selbst auf 480 Meilen Länge schiffbar sind, gestattet übrigens in ihrem mittleren und unteren Laufe die Anwendung von 200 bis 400pferdigen Remorqueurs, welche 50000 bis 70000 Ctr. Last schleppen) und obschon sie auch ihrer Richtung nach außerordentlich günstige Verhältnisse besitzt, indem sie den industriereichen Westen mit dem productiven Osten verbindet und für die verschiedensten Nationalitäten die Handelsstraße bildet, so ist doch der Handels- und Schifffahrtsverkehr auf diesem mächtigen Strome verhältnißmäßig nur gering (im Jahre 1870 gingen bei Alt-Orsova nur 2 Millim. Centner über die Grenze, während bereits im Jahre 1862 auf der Elbe 8740000 Centner über die böhmisch-sächsische Grenze gingen) und es ist der Grund hierfür allerdings mit in der Beschaffenheit dieses Gebirgsstromes zu suchen, welcher im obersten Theile von Ulm bis Passau auf 40 Meilen Länge das baierische Hochplateau durchfließt, dann auf der 48 Meilen langen Strecke von Passau bis Preßburg auf mehr als 18 Meilen Länge Gebirgsketten zu durchbrechen hat, hierauf in der großen ungarischen Ebene zwischen Preßburg und Bazias sehr an Geschwindigkeit verliert und namentlich bei Gönyö vollkommen verwildert ist, aber andererseits mehrere wasserreiche Flüsse aufnimmt, so daß sie hier eine vorzüglichere Wasserstraße als Rhein- und Elbe darstellt, hierauf abermals eine Gebirgskette, die der südlichen Karpathen, auf 16 Meilen Länge zu durchbrechen hat und endlich im untersten Lauf auf 120 Meilen Länge die große walachische Ebene bis zur Einmündung ins schwarze Meer durchfließt. Für die Regulirung des Stromes zwischen Preßburg und Gönyö, durch welche über 10000 Joch öde liegende Sandflächen für die Cultur zu gewinnen und die Frachtsätze um 60 bis 70 Proc. herabzuziehen sein würden, empfiehlt der Herr Verfasser die Inangriffnahme durch ein Actienunternehmen; die Beseitigung der Hindernisse auf der Stromstrecke zwischen Bazias und Sibb, wo der Strom von 500 auf 85 Klafter in der Breite und von wenigen Fußen bis zu 170 Fuß in der Tiefe wechselt, ist dagegen eine Aufgabe, welche dem Staate zufällt und nur wegen ihrer großen Schwierigkeit und Kostspieligkeit noch nicht ernsthafter angegriffen worden ist. Die vom Verfasser hierüber gemachten Vorschläge erscheinen sehr zweckmäßig, lassen sich in diesem Referate aber nicht näher darlegen.

Westinghouse's Luftbremse. — An jedem Wagen ist in seinem Untergestell ein horizontaler Bremscylinder angebracht, dessen Kolben durch comprimirte Luft vorwärts geschoben wird und dadurch die auf gewöhnliche Weise eingerichteten Backenbremsen andrückt. Zur Erzeugung der comprimirten Luft befindet sich an der Locomotive eine durch Dampf getriebene Luftpumpe. Die Dampfmaschine, welche diese Pumpe bewegt, arbeitet ohne Schwungrad und Kurbel und besitzt eine Art Hahnsteuerung; die Luftpumpe selbst ist doppelt wirkend, besitzt zwei Saug- und zwei Druckventile und speist zunächst einen 0,34 Cubikm. fassenden Windkessel. Aus diesem gehen nun die Leitungsröhren ab, welche die verschiedenen Bremscylinder an den Eisenbahnwagen speisen. Diese Röhren führen paarweise unter jedem Wagen hin, communiciren mit einander, sind aber mit selbstthätigen Verschlußvorrichtungen versehen, so daß im Falle eines Defectes an einer der Röhren diese von selbst abgesperrt wird. Sie besitzen an den Enden Kuppelungsmuffe mit nach innen aufgehenden Ventilen, welche so eingerichtet sind, daß jederzeit die Kuppelung mit den Röhren des Nachbarwagens leicht durch biegsame Rohrstücke hergestellt werden kann und erst dadurch die Ventile an den Enden der Röhren geöffnet werden. Wird ein Wagen vom übrigen Zuge abgerissen, so schließen sich die Ventile in den Röhren der getrennten Wagen von selbst, und wenn die Wagen vorher gebremst waren, so bleiben sie es auch nachher noch. Die Bremsen können übrigens außerdem noch per Hand angezogen werden. Neben dieser Bremsvorrichtung befindet sich auch noch eine Signalverbindung von den Wägen nach der Locomotive, welche jedoch nur wirksam ist, wenn nicht gebremst wird. Es befindet sich nämlich in jedem Wagen ein kleiner Windkessel, welcher während des Bremsens aus der Windleitung gefüllt wird und gegen diese durch ein sich nach innen öffnendes Ventil abgesperrt wird. Ist der Zug nicht gebremst, stehen also die Windleitungsröhren mit der Atmosphäre in Verbindung, und wird dann in einem Wagen durch eine Zugvorrichtung das Ventil des kleinen Windkessels geöffnet, so strömt die darin aufgespeicherte comprimirte Luft durch die Röhrenleitung zurück und wirkt auf eine am Führerstande angebrachte Pfeife, während zugleich am Wagen ein Signal ausgelöst wird, durch welches der betreffende Wagen erkannt werden kann. Bei Versuchen, welche mit dieser Bremsvorrichtung auf der Caledonischen Eisenbahn mit einem Zuge aus 12 Personen- und 2 Güterwagen angestellt wurden, wurde bei 2,8 Kilogr. Luftpressung pro □Centim. und 10,6 Meilen Geschwindigkeit pro Stunde auf horizontaler Bahn in 19 Secunden ein Festhalten des Zuges bewirkt, wobei derselbe noch 24,1 Met. Weg zurücklegte. Bei 8,5 Meilen Geschwindigkeit und einer Steigung von 1 : 400 erfolgte in 17 Secunden und nach Zurücklegung von 172 Met. Weg Stillstand.

Martin's Dampfkolben — besitzt einen hohlen Körper, der durch ein doppelsitziges Ventil bald mit dem einen, bald mit dem andern Cylinderraume in Verbindung gesetzt wird, so daß der Dampf hinter die Lederringe tritt und diese gegen die Cylinderwand preßt.

Winkler, über die Augartenbrücke in Wien nach dem System Five und Lille. — Bei diesem Hängebrückensystem werden die Spannketten durch einen Spannriegel ersetzt. Jeder der beiden Hauptträger ist ein an den Enden auf den Widerlagern aufliegender Balkenträger, der an drei Stellen durch ein Hängewerk gestützt wird. Das Letztere besteht aus einem Haupt- und zwei Nebendreiecken. Nur der die oberen Enden der Kettenpfeiler verbindende Spannriegel ist auf Druck beansprucht, die übrigen Theile sämmtlich auf Zug. Mit einem Gitterträger von gleicher Spannweite (65 Met.) und Höhe $\left(\frac{1}{10}\right.$ der Spannweite$\left.\right)$ verglichen, ergiebt sich, daß das neue System 34 Proc. mehr Material erfordert.

Haswell, über Bessemerstahl-Axenproben und Bleche. — Wenn mancher Tadel über Bessemerstahlaxen und Bleche gehört wird, so ist dies großentheils mit darin begründet, daß nicht nur sehr verschiedene, sondern oft auch übertriebene Ansprüche an dieses Metall gemacht werden. Die Nordbahn verlangt z. B., daß schmiedeeiserne Axen bei 1,5 Met. freier Auflage eine Durchbiegung von 158 Millim. unter einem 8 Ctr. schweren Fallgewicht mit 5,69 Met. Anfangsfallhöhe (steigend um 0,66 Met.) und hierauf die Zurückbiegung um ebensoviel nach der entgegengesetzten Seite, bis das Moment 62000 Meterkilogr. beträgt, eine Bessemerstahlaxe aber bei derselben Behandlung eine $1\frac{1}{2}$ mal so große Durchbiegung und ein Moment von 90000 Meterkilogr. aushalten solle, während die belgischen Staatsbahnen von Stahlaxen nur verlangen, daß sie bei 1,182 Met. freier Auflage den Schlag eines 1200 Kilogr. schweren Gewichtes aus 4 Met. Höhe aushalten. Axen von dem vorzüglich guten, silicium-, schwefel- und phorphorfreien Neuburger Bessemerstahl halten allerdings ein viermaliges Hin- und Herbiegen bei der Nordbahnprobe aus, es ist aber noch nicht erwiesen, ob Axen, welche diese Probe nicht bestehen, für den Betrieb wirklich untauglich sind, auch ist man bezüglich der Tyres, der Locomotiven- und Tenderaxen weit weniger scrupulös. Bezüglich der Stahlbleche ist zuzugestehen, daß das Material seiner körnigen Structur wegen mit besonderer Rücksicht behandelt werden muß, doch ist es an sich jedenfalls homogener und fester als Eisenblech. Jedenfalls ist es räthlich, die Bleche nicht so schwach zu nehmen, als jetzt oft geschieht, weil sich diese Kessel dann zu rasch abnutzen.

v. Haanen, Verwendung von Beton zum Häuserbau. — In England und Frankreich, wo man Portlandcement zum Beton nimmt, giebt man 10 bis 12 Theile Sand und Steine, während im Salzburgischen bei Anwendung von hydraulischem Kalk blos 4 Theile zugesetzt werden konnten. Zum Mengen ist der Zeitersparniß und der gründlicheren Mischung wegen eine Mengemaschine zu empfehlen, während für kleinere Bauten meistentheils das Mengen auf einer Tafel mittelst Schaufel und Krücke erst zweimal trocken, dann nach dem Uebergießen mit der Brause noch einmal naß vorgenommen zu werden pflegt. Man kann Meer- und Flußsand, Kohlenasche, Kies, feinere und grobere Schlacken oder Steinbrocken, Ziegelbruch und dergl. verwenden und thut am besten, aus den feineren Materialien erst eine Art Mörtel zu bilden, in welchen dann die gröberen als Packung gebracht werden. Die Ausführung der Wände geschieht wie beim Pisébau zwischen hölzernen oder besser blechernen Formtafeln, zwischen welche die Masse schichtenweise eingeschüttet und bis zum Erhärten (etwa 24 Stunden) stehen gelassen wird. Schornsteinröhren werden mit Hilfe eingesetzter Kernformen, Fenster- und Thüröffnungen mittelst besonderer Formen hergestellt. Man hat schon 5geschossige Häuser auf diese Weise hergestellt, deren Mauern im obersten Stock nur 24 Centim. stark sind. Der-

artige Wände sind compakter und dichter als Ziegelmauern, setzen sich sehr wenig, trocknen sehr rasch und leiden weder durch Nässe noch Frost. Es sind auch Decken und Dächer aus diesem Material hergestellt worden, desgleichen Treppenstufen, Thür- und Fenstergewände. In Salzburg, wo Leube'scher Cement und 4 Theile Flußschotter benutzt wurden, kostete das Cubikmeter zu mengen und einzufüllen 1⅙ Thlr., das Cubikmeter fertiges Mauerwerk sammt Gerüstholz für die Form 4,4 Thlr., während dasselbe in Ziegelmauerwerk um 70 Proc. theurer zu stehen kommt. Der Verbrauch an Portlandcement beträgt 2,2 Centuer, derjenige an hydraulischem Kalk (bei dem Mischungsverhältniß 1 : 4) 3,81 Ctnr. pro Cubikmet.

Die Donaubrücke der österreichischen Nordwestbahn. — Mit Rücksicht auf die Donauregulirung bei Wien besteht diese Brücke, deren ganze Länge 782,5 Met. beträgt, aus vier 79,8 Met. weiten Stromöffnungen und einer Innundationsbrücke mit 14 Oeffnungen à 29,65 Met. Lichtweite. Ihre Höhe über dem Nullwasserspiegel beträgt 10,091 Met., die Höhe der Inundationsbrücke über dem regulirten Terrain 5,2 Met. An dem noch nicht regulirten rechten Ufer ist eine 103 Met. lange hölzerne Brücke errichtet, welche ebenso wie die Strombrücke horizontal ist, während die Fluthbrücke in einem Gefälle von 0,001 liegt. Bei sämmtlichen Pfeilern erfolgte die Gründung auf pneumatischem Wege in Caissons, wie bei der Stadlauer Brücke, und es war hierbei ein Unfall zu beklagen, indem der Caisson des zweiten Strompfeilers durch ein unerwartet eingetretenes Hochwasser gänzlich aus seiner Lage verschoben wurde. Später wurden für die Caissons feste Gerüste statt der schwimmenden verwendet. Die Strompfeiler sind sämmtlich in dem festen blauen Tegel, die Fluthbrückenpfeiler in festem groben Schotter bei 6,5 bis 15,5 Met. unter Null gegründet und die Fundamente bis auf 0,63 und 1,5 Met. über Null heraufgemauert. Sie sind ihrer ganzen Höhe nach mit Granitquadern verkleidet und auf der vorderen und hinteren Seite mit Köpfen versehen. Bei der Fundamentaushebung betrug die Maximalleistung bei 2 Schleußen 36,4 Cubikmet. pro Tag, wobei der Caisson um 0,426 Met. versenkt wurde. Die Leistungen sind in unserer Quelle sehr übersichtlich durch eine graphische Darstellung repräsentirt. Durchschnittlich dauerte die Herstellung eines Strompfeilers 153, diejenige eines Fluthpfeilers 100 Tage. Der Montirung wegen wurde der eiserne Oberbau aus über zwei Oeffnungen reichenden Trägern von 166,35 Met. Länge und 7,5 Met. Höhe hergestellt, welche 4,7 Met. weit auseinander stehen, und deren Gitterstäbe ein vierfaches System bilden. Die Zugbänder bestehen aus zwei parallelen Flacheisen, die Streben aus zwei gegen einander gekehrten T-Eisen. Die Querträger liegen 3,735 Met. auseinander, darüber Schwellenträger, so daß die Schienenunterkante 0,855 Met. über der Trägerunterkante liegt. Die oberen Gurtungen sind durch 0,637 Met. hohe Gitterträger abgesteift. Die Träger der Fluthbrücke sind 63,2 Met. lang, 3,15 Met. hoch, gehen also ebenfalls über zwei Oeffnungen. Die Fahrbahn liegt hier über den Trägern. Bei der Strombrücke ist eine Belastung von 7280 Kilogr., bei der Fluthbrücke eine solche von 6750 Kilogr. zu Grunde gelegt und das Totalgewicht der Eisenconstruction beträgt resp. 18600 und 11900 Ctnr. Die Montirung der Träger erfolgte auf festen Gerüsten, und die durchschnittliche Leistung hierbei betrug 133 Ctr. bei der Strombrücke, 80 Ctr. bei der Inundationsbrücke. Für die Probebelastung wurden 6 Personenzugsmaschinen à 1239 Ctnr. und 6 Lastzugsmaschinen à 1201 Ctnr. Gewicht verwendet, welche abwechselnd zu einem Zuge zusammengestellt waren und 5½ Proc. Mehrbelastung repräsentirten, als die gesetzliche Probelast von 4 Tonnen pro laufendes Meter. Die Ergebnisse waren sehr befriedigend.

Rikli, das elektromagnetische Distanzsignal. — Bei dieser Signalvorrichtung wird die Scheibe mittelst eines in der Mitte auf Schneiden ruhenden eisernen Stabes verstellt, dessen unteres Ende zwischen zwei Electromagneten hin- und herschwingt, welche vom Stationsgebäude aus mittelst zweier Taster in Thätigkeit gesetzt werden. Damit dieses Pendel nicht durch den Strom in seiner Thätigkeit erhalten zu werden braucht, so ist zu diesem Zwecke eine elektrische Sperrvorrichtung angebracht. Bei dieser Einrichtung wird das Uhrwerk erspart, welches das Hohenegger'sche Distanzsignal bedarf, auch bleibt die gewöhnliche Signalscheibe und Laterne unverändert. Zu sichrer Bewegung genügen 20 Daniell'sche Elemente, zwei Magnete von 20 Kilogr. Tragkraft und ein Pendel von 120 Kilogr. Gewicht. Preis 400 Fl. Noch einfacher wird die Einrichtung, wenn statt der zeitherigen Zeichen ein anderes Signal gegeben werden dürfte, nämlich zwei volle Scheiben für „Halt" und eine volle Scheibe für freie Bahn. Dann würden auch 6 Leclanché'sche Elemente zum Betrieb genügen.

Tinter, das Schraubenmikroskop. — Ausführliche Beschreibung der Einrichtung dieses Ablesemikroskopes nebst Anweisung zum Gebrauch und zur Berichtigung desselben.

Schmalspurige Eisenbahnen. — Der Engineer berichtet in dem laufenden Jahrgange, daß sich das System der schmalspurigen Bahnen im Westen Amerikas mehr und mehr einbürgere, ja daß sogar die Colorado-Centralbahn aus einer breitspurigen in eine schmalspurige umgewandelt werde. Auch im Osten Amerikas wurden viele derartige Bahnen gebaut. Besonders interessant sei die Denver-Rio-Grande-Bahn, welche von einer neuen Stadt des Westens ausgehend einige wichtigere Städte Mexicos berührt und nur 86000 Thlr. pro deutsche Meile kostet, während die Kansas-Pacificbahn 135170 Thlr. gekostet hat. Diese Bahnen haben 3 Fuß engl. Spurweite, 6 Fuß Geleisbettbreite, Maschinen von 12 bis 16 Tonnen Schwere, achträdrige Doppelbogie-Personenwagen für 34 Personen und vierrädrige Lastwagen von 2 Tonnen Eigengewicht und 4 bis 5 Tonnen Tragfähigkeit. In Indien wird eine Bahn mit 1 Met. Spurweite, von Khandwa nach Indore, in Südamerika die schmalspurige Madeira-Mamoré-Bahn gebaut. Norwegen besitzt 41,5 Meilen schmalspurige Bahnen von 1,067 Met. Spurweite und wird dieselbe noch weiter fortsetzen. Schweden hat für alle nördlich von der Gefle-Fahluner Bahnlinie zu bauenden Eisenbahnen dieselbe Spurweite bestimmt. Die neue Wiener Gürtelbahn soll 0,75 Met. Spurweite und zwei Geleise in 3,6 Met. Abstand von Mittel zu Mittel erhalten. Um das Umladen der Kohlen zu erleichtern, soll neben der breitspurigen Bahn ein kurzes Geleise der schmalspurigen Bahn und zwar in genügender Tiefe unter jenem gelegt werden, um die großen Wagen mittelst übergelegter Bretter direct in die kleinen entleeren zu können. Für die übrigen Frachtstücke wird das schmalspurige Geleis erhöht, bis die Ladefläche der Wagen in gleicher Höhe mit demjenigen der Hauptbahn liegt. Die vierrädrigen, 35 Ctr. wiegenden gedeckten Lastwagen sollen 100 Ctr.

die offenen, 20 Ctr. wiegenden Lowries 80 Ctr., die achträdrigen, 30 Ctr. schweren, Lowries 120 Ctr. Tragfähigkeit erhalten. Die Personenwagen werden 1,6 Ctr. Eigengewicht pro Person erhalten. Die Maschinen werden nach Hall's System gebaut mit 0,8 Met. hohen Triebrädern, 35 bis 52 □Met. Heizfläche, 10 Atm. Spannung und 210 bis 440 Ctr. Schwere in dienstfähigem Zustande. Die Geschwindigkeit soll blos $1^1/_4$ bis $1^1/_2$ Meile pro Stunde betragen.

Gesetz über die Eisenbahnsignale auf den Bahnen der im Reichsrathe vertretenen Länder. — Mit dem 1. Okt. d. J. ist auf allen österreichischen und ungarischen Bahnen das hier abgedruckte einheitliche Signalsystem eingeführt worden.

Pollitzer, Ueberfetzung des Bukowinathales nächst Kanitz-Eibenschitz. — Die Brünn-Wiener Eisenbahn übersetzt das Bukowinathal auf 303 Met. Länge in ca. 27 Met. Höhe über dem tiefsten Punkte der Thalsohle und da dieses Thal, dessen Gehänge aus Lehm bestehen, von zahlreichen Wasserrissen durchfurcht ist, nächst der Bahntrace ein Paar sehr ergiebige Quellen (ca. 2400 Liter pro Minute) ausbrechen und als billigste Ausführungsmodalität für diese Ueberfetzung eine gewölbte Brücke mit ca. 21 Met. hoher Ueberschüttung gewählt wurde, so gehört die hier beschriebene Thalübersetzung zu den interessanteren Ausführungen.

Haswell, Fabrikation von Locomotivtheilen mittelst Pressen. — Mit Hilfe des Haswell'schen hydraulischen Preßhammers lassen sich selber die schwierigsten Locomotivtheile vollkommener und billiger herstellen, als beim Schmieden in Gesenken. Façonstücke, wie Kreuzköpfe, Lager u. s. w. erscheinen so vollkommen wie gegossene und sind auch nicht theurer. Demgemäß haben alle Locomotivfabriken derartige Pressen von 15000 bis 60000 Ctr. Druck angeschafft, welche namentlich für die Bearbeitung des Bessemerstahls von großem Werthe sind. Um zur weiteren Verbreitung dieser Fabrikationsmethode beizutragen, beschreibt der Herr Verf. genau die Manipulation des Preßschmiedens, welches theils in geschlossenen Calibern, mit oder ohne Lochen erfolgt, theils ein Strecken bezweckt, wie bei der Herstellung von stählernen Axen, oder endlich das Umbörteln und sonstige Façonniren bewirkt. Zunächst wird das Erzeugen von Kreuzköpfen und Lagern aus Schmiedeeisen vorgeführt und die Vorzüglichkeit der dargestellten Fabrikate dadurch bewiesen, daß Naturselbstdrucke von einem geätzten Lager und Kreuzkopf mitgetheilt werden, aus denen zu erkennen ist, welche günstige Lage die Fasern bei diesem Proceß annehmen.

Schöll, Bestimmung der Constanten der Winkelgleichung des Stampfer'schen Nivellirinstrumentes. — Eingehende und lehrreiche Untersuchungen über diese Aufgabe.

Ueber Pferdeeisenbahnen. — Einige Notizen über die Einrichtungen und Kosten der Tramways oder Pferdeeisenbahnen in Paris, Brüssel, Berlin, Petersburg, Stockholm, Madrid und Buenos-Ayres nach dem Engineering auf 1872.

Die Cantagallo-Eisenbahn nach dem Mittelschienensystem. — Zur Verbindung des hochgelegenen Cantagallo-Kaffeebezirkes mit Rio de Janeiro wird eine das Orangegebirge übersetzende Eisenbahn von der Einrichtung der Mont-Cenis-Bahn gebaut. Spurweite 1,1 Met. Steigungen von $\frac{1}{20}$ bis $\frac{1}{12}$. Curven von 40 Met. Radius. Die mittelst schmiedeeiserner Stühle auf einer Längsschwelle befestigte und 228 Millim. über die gewöhnlichen Laufschienen hervorragende Mittelschiene wird nur an den steilsten Stellen angewandt. Die Maschinen haben außenliegende, 0,33 Met. weite Cylinder, deren Kolben mit 0,427 Met. Hub auf zwei gekuppelte 0,711 Met. hohe Treibräder in 2,134 Met. Abstand wirken, während die nahezu horizontalliegenden, 0,559 Met. hohen Frictionsräder, welche zwischen den Treibrädern angebracht sind, durch zwei in der Mittellinie der Maschine und übereinander angeordnete, ganz unabhängige Dampfmaschinen getrieben werden, mit 0,426 Met. starken Kolben und 0,305 Met. Hub. Zum Anpressen dieser Räder gegen die Mittelschiene dienen Schneckenräder, welche auf die Lager wirken. Heizfläche = 72 □Met. Gewicht 25 Tonnen in leerem, 30 bis 31 Tonnen in betriebsfähigem Zustande. Druck 9,14 Kilogr. pro □Centim. Leistungsproben mit diesen Maschinen haben nachgewiesen, daß sie mit $43^1/_2$ Tonnen angehängter Last, also $73^1/_2$ Tonnen Gesammtlast, ohne Anstand und mit $1^1/_4$ Meilen Geschwindigkeit eine Rampe hinauffuhren, deren stärkste Steigung 1 : 12 betrug. Der Widerstand beträgt nach dem Engineering vom 28. Juni d. J. bei der Locomotive 15, bei den Wagen 8 Pd. pro Tonne, wenn die Mittelmaschinen nicht arbeiten, ist aber Letzteres der Fall, so wächst der Reibungswiderstand auf 100 Pfd. pro Tonne des wirklichen Maschinengewichtes.

Wirkungen der comprimirten Luft auf die in Caissons befindlichen Arbeiter. — Nach Beobachtungen, welche bei der Gründung der Brooklyn-Brücke angestellt worden sind, sind bei 2,45 Kilogr. Druck pro □Centim. alle Arbeiter von starken Gelenks- oder Knochenschmerzen, oder einer vorübergehenden Lähmung der Arme oder Beine befallen worden, haben diese Schmerzen aber entweder durch Ausbleiben von der Arbeit während einiger Tage oder durch heroische Rückkehr in den Caisson wieder überwunden. Während einzelne Arbeiter den stärksten Druck ohne Beschwerde 6 Stunden lang aushielten, mußte für die meisten die Arbeitszeit auf 4 und 2 Stunden täglich herabgesetzt werden. Um während des Winters den raschen Temperaturwechsel minder schädlich zu machen, wurden innerhalb der Luftschleußen Dampfrohre zur Heizung angebracht. Statt der Kerzen wurde mit Gas beleuchtet, dessen Leuchtkraft in der comprimirten Luft bedeutend stieg, und welches die Luft weniger verschlechterte.

Dampfkessel-Untersuchungs- und Versicherungs-Gesellschaft in Wien. — Neuerdings hat sich eine derartige Gesellschaft auf Gegenseitigkeit in Wien constituirt, welche einen Chefingenieur und einen kaufmännischen Secretair erwählt hat und technische Inspectoren anstellen wird, welche die Proben und Revisionen der Kessel vornehmen, die Heizer prüfen und controliren, Studien über Dampferzeugung anstellen und deren Ergebnisse den Mitgliedern mittheilen sollen. Die Inspectoren werden von der Staatsverwaltung bestätigt, um die Berechtigung zur Vornahme der im Dampfkesselgesetz für die Organe von Privatgesellschaften vorbehaltenen Functionen zu erhalten. Auch wird eine Assecuranz gegen die durch Kesselexplosionen entstehenden Schäden eingeführt.

Zeitschrift für Bauwesen. Jahrgang XXII, 1872, Heft 8 bis 10.

Materialienbedarf zu Maurerarbeiten. — Nach einer Circularverfügung des preußischen Ministeriums für Handel, Gewerbe und öffentliche Arbeiten soll bei den gewöhnlichen Landbauten gerechnet werden:

	Bruchsteine Cubikmet.	Mauerziegel. Stück.	Mörtel. Liter.
für 1 Cubikmet. Mauerwerk aus Bruchstein	1,25—1,3	—	330
" " " " Ziegeln	—	400	280
" 1 □Met. volles Ziegelmauerwerk, ½ Stein stark	—	50	35
" " " " 1 " "	—	100	70
" " " " 1½ " "	—	150	105
" " Fachwerkswand, ½ Stein stark, Oeffnungen abgezogen	—	35	25
" " Fachwerkswand, ½ Stein stark ausgemauert, ½ Stein stark verblendet, Oeffnungen abgezogen	—	90	70
" " Ziegelpflaster, flachseitig, mit 12 Millim. starker Mörtelbettung	—	31	17
" " " hochkantig mit 6 Millim.	—	56	23
" " Wandputz, 1,5 Centimet. stark	—	—	17

Weitere Angaben sind in unserer Quelle nachzusehen.

Tragfähigkeit des Baugrundes. — Aus einer von schönen Tafeln begleiteten Beschreibung des Casernements in Lübeck entnehmen wir blos eine Notiz über die Untersuchung des Baugrundes auf ihre Tragfähigkeit. Es wurden nämlich außerhalb der zukünftigen Gebäudefläche nach Abräumung des Humusbodens aus trocknem Mauerwerk quadratische Blöcke von 2,2 Met. Seitenlänge errichtet, an welchen mit Hilfe eines Nivellirinstrumentes eine Horizontallinie markirt wurde, und diese dann mittelst alter Eisenbahnschienen bis zu 1,75 Kilogr. pro □Centim. belastet. Die stattfindende Senkung wurde in den ersten Monaten täglich, später wöchentlich und zuletzt monatlich abgenommen und notirt und betrug im Maximo bei Lehm 2,29, bei Sand 2,94 Centim. Demgemäß wurde für 0,55 Met. starke Mauern auf Sand eine 1,046 Met. breite Bankettsohle gegeben.

Heinzerling, analytisch-graphische Construction der Brückengewölbe mit Berücksichtigung ihrer größten einseitigen Belastung. — Auf diese längere, übrigens auch noch nicht abgeschlossene Abhandlung, welche als eine Fortsetzung der vor mehreren Jahren erschienenen Abhandlung über die Bauwaage angesehen werden kann, ist es uns nur möglich hinzuweisen und sie zum eingehenden Studium zu empfehlen.

Kaselowsky, über eine einheitliche Locomotive. — Es kann mit großer Wahrscheinlichkeit behauptet werden, daß von den 98 deutschen Vereinsbahnen, welche im Jahre 1869 bereits existirten, jede mindestens ein besondres Modell für Courier-, Personen- und Güterzugmaschinen aufzuweisen haben wird, und ebenso ist wohl kaum zu bezweifeln, daß es möglich sein muß, eine Courierzugmaschine zu construiren, welche auf allen diesen Bahnen gleich gut läuft, was natürlich ebenso für Personen- und Güterzugslocomotiven gilt, kurz, daß es möglich sei, das unendliche Heer der verschiedenen Modelle auf drei bis vier Typen zu reduciren. Daß aber eine solche Vereinfachung von größtem Nutzen für die Fabrikanten, wie für die Eisenbahnen sein würde, ist ebenso einleuchtend, belaufen sich doch allein die Kosten der Vorarbeiten zu einer neuen Sorte Locomotiven auf 2000 bis 3000 Thlr. Bei dem jetzigen Zustande ist es den Fabriken ganz unmöglich auf Vorrath zu bauen, oder Reservetheile zur Verfügung zu halten, oder auch nur Vorräthe hinzulegen, es kann keine Eisenbahn der anderen mit ihrem Material aushelfen, es ist eine freie Concurrenz der Fabrikanten und eine billige Herstellung der Maschinen unmöglich. Uebrigens sind bei Annahme einer Normalconstruction weitere Verbesserungen keineswegs ausgeschlossen, wohl aber würden vielseitigere Erfahrungen über ein solches Modell gesammelt und sachgemäßere Urtheile darüber laut werden. In erster Linie würde auf Gleichartigkeit der Axen und Räder hinzuwirken sein.

(Schluß folgt.)

Druck von A. Th. Engelhardt in Leipzig.

[illegible]

Hierbei eine literarische Anzeige von G. Basse in Quedlinburg und Kreidel's Verlag in Wiesbaden.